



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VÝPOČTOVÝ PROGRAM PRO NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA

CALCULATION PROGRAM FOR HEAT EXCHANGER DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. DALIBOR ŠVEC

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Dalibor Švec**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Výpočtový program pro návrh výměníku tepla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na tvorbu vlastního automatizovaného výpočtového nástroje umožňujícího realizovat návrhové výpočty trubkových výměníků tepla. V rámci řešení budou vyhledány potřebné výpočtové vztahy, navržen vhodný algoritmus řešení a provedeno naprogramování ve vybraném jazyce. Výsledky výpočtů budou porovnány s dostupnými výsledky pro ověření korektnosti řešení. S využitím vytvořeného výpočtového nástroje bude realizována parametrická studie, jejímž cílem bude vyjádření vztahu základních konstrukčních a provozních parametrů.

Cíle diplomové práce:

1. Stručně představit problematiku přenosu tepla, výpočtových vztahů a výpočetních postupů pro řešení návrhu výměníků tepla.
2. Vytvořit vlastní výpočtový nástroj pro návrh trubkových výměníků tepla pro zadané provozní parametry.
3. Porovnat výsledky vytvořeného výpočtového nástroje s dostupnými alternativními výpočty.
4. Realizovat parametrickou studii prezentující vztah konstrukčních a provozních parametrů výměníku tepla.

Seznam doporučené literatury:

PAVELEK, M., Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 9788021443006.

KUPPAN, T., Heat exchanger design handbook. USA, New York: Taylor and Francis, 2000. ISBN 0-8247-9787-6.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce je zaměřena na vytvoření výpočtového programu pro návrh výměníku tepla. Program nebude mít za úkol navrhnout jeden výměník tepla, ale doporučit všechny výměníky tepla vyhovující vstupním parametrům. Uživatel se poté může rozhodnout, který výměník nejlépe vyhovuje specifickým požadavkům pro danou aplikaci a provést detailní výpočet. Součástí diplomové práce je i ověření správnosti výsledků a uskutečnění parametrických studií. Parametrické studie se budou zabývat výškou přepážek, roztečí přepážek, roztečí trubek a tloušťky stěny trubek a jejich vlivem na výkon a tlakovou ztrátu výměníku tepla.

Summary

The diploma thesis is focused on creating a calculation software for designing heat exchanger. The software will not calculate one single heat exchanger but will recommend all heat exchangers which meet the requirements. Then, user can decide which heat exchanger is best suited for the specific application and make a comprehensive calculation. Part of the diploma thesis is to verify correctness of the software and make a parametric studies. Parametric studies will be focused on baffle cut, baffle spacing, tube pitch, and tube thickness and its effect on heat transfer and pressure drop.

Klíčová slova

výměník tepla, vývoj softwaru, parametrická studie, Python

Keywords

heat exchanger, software development, parametric study, Python

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Výpočtový program pro návrh výměníku tepla* vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D. s užitím materiálů uvedených v seznamu literatury.

Bc. Dalibor Švec

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za jeho odborné poznatky a za příležitost věnovat se tématu této diplomové práce, která propojuje programování a energetiku.

Stejný dík patří Ing. Liboru Kudelovi, který mě inspiroval k programování a po celou dobu tvorby diplomové práce působil jako její konzultant.

Největší poděkování ale patří mým rodičům, rodině, přátelům a přítelkyni, kteří mě podporovali po celou dobu studia.

Bc. Dalibor Švec

Obsah

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | Úvod | 13 |
| 2 | Výměníky tepla | 14 |
| 2.1 | Rozdělení výměníku tepla | 14 |
| 2.1.1 | Podle pracovního pochodu | 14 |
| 2.1.2 | Podle účelu a použití | 15 |
| 2.1.3 | Podle způsobu přenosu | 15 |
| 2.1.4 | Podle vzájemného proudění | 15 |
| 2.2 | Základní požadavky na výměníky tepla | 16 |
| 2.2.1 | Požadavky na konstrukci výměníků tepla | 16 |
| 2.2.2 | Požadavky na teplotonosné médium | 16 |
| 3 | Trubkové výměníky tepla | 17 |
| 3.1 | Trubkové výměníky tepla s rovnými trubkami | 17 |
| 3.2 | Trubkové výměníky tepla s plovoucí hlavou | 18 |
| 3.3 | Trubkové výměníky tepla s U-trubkami | 18 |
| 3.4 | Trubky | 19 |
| 3.4.1 | Rozložení trubek | 19 |
| 3.4.2 | Průměr a tloušťka trubek | 19 |
| 3.4.3 | Délka trubek | 19 |
| 3.4.4 | Počet trubek | 20 |
| 3.4.5 | Rozteč trubek | 20 |
| 3.5 | Přepážky | 20 |
| 3.5.1 | Segmentové přepážky | 20 |
| 3.5.2 | Koncentrické přepážky | 21 |
| 3.6 | Plášť | 21 |
| 4 | Fyzikální vlastnosti směsí | 22 |
| 4.1 | Střední zdánlivá molová hmotnost | 22 |
| 4.2 | Hustota směsi | 22 |
| 4.3 | Měrná tepelná kapacita | 22 |
| 4.4 | Viskozita | 22 |
| 4.5 | Součinitel tepelné vodivosti | 23 |
| 5 | Výpočetní vztahy pro návrh výměníku | 24 |
| 5.1 | Bilanční rovnice | 24 |
| 5.2 | Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru | 24 |
| 5.3 | Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru | 25 |
| 5.4 | Skutečný výkon výměníku tepla | 31 |
| 5.5 | Tlakové ztráty v trubkovém prostoru | 32 |
| 5.5.1 | Tlakové ztráty třením | 32 |
| 5.5.2 | Tlakové ztráty místní | 33 |
| 5.6 | Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru | 34 |
| 5.6.1 | Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovém prostoru svazku | 34 |

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 5.6.2 | Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepázkovaném prostoru svazku | 36 |
| 5.6.3 | Tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutí přepážek | 36 |
| 6 | Výpočtový program | 38 |
| 6.1 | Vstupní a výstupní parametry | 39 |
| 6.2 | Databáze výměníků | 39 |
| 6.2.1 | Rozteč trubek | 39 |
| 6.2.2 | Délka trubek | 39 |
| 6.2.3 | Trubky a tloušťky trubek | 40 |
| 6.2.4 | Plášťe | 40 |
| 6.2.5 | Rozteč přepážek | 41 |
| 6.2.6 | Rozsah databáze | 41 |
| 6.3 | Okrajové podmínky | 42 |
| 6.3.1 | Minimální a maximální rychlosti | 42 |
| 6.3.2 | Skutečný výkon | 43 |
| 6.4 | Python | 43 |
| 6.5 | Uživatelské prostředí | 44 |
| 6.6 | Porovnání s komerčním softwarem | 46 |
| 6.6.1 | Vstupní parametry | 46 |
| 6.6.2 | Výsledky | 47 |
| 6.6.3 | Vyhodnocení výsledků | 49 |
| 6.6.4 | Program HTRI | 50 |
| 7 | Parametrická studie | 51 |
| 7.1 | Výška přepážek | 51 |
| 7.2 | Rozteč přepážek | 52 |
| 7.3 | Rozteč trubek | 54 |
| 7.4 | Tloušťka stěny trubek | 56 |
| 8 | Závěr | 59 |
| 9 | Seznam použitých zkratk a symbolů | 62 |
| 10 | Přílohy | 64 |

1. Úvod

Běžný návrh výměníku tepla spočívá ve výpočtu bilanční rovnice, určení potřebné teplosměnné plochy a volbě parametrů výměníku. Následně je ověřeno, jestli výměník splňuje požadavky, které jsou na něj kladené. Pokud požadavky splněny nejsou, tak jsou pozměněny parametry výměníku a dochází k dalším výpočtům. Pokud jsou požadavky splněny, tak je výměník zkonstruován. Potřebné teplosměnné plochy je ovšem možné dosáhnout nekonečně mnoha způsoby a je proto velice možné, že zvolený výměník nebyl pro danou aplikaci tou nejlepší (nejvíce ekonomickou) variantou.

Diplomová práce je zaměřena na vytvoření výpočtového programu pro návrh výměníku tepla. Program nebude mít za úkol navrhnout jeden výměník tepla, ale doporučit všechny výměníky tepla vyhovující vstupním parametrům. Uživatel se poté může rozhodnout, který výměník nejlépe vyhovuje specifickým požadavkům pro danou aplikaci a provést detailní výpočet. Součástí výpočtového programu bude tvorba uživatelského prostředí, které by mělo být uživatelsky přívětivé.

V diplomové práci budou řešeny čtyři hlavní cíle. Prvním cílem je stručné představení problematiky přenosu tepla a výpočtovým vztahům. Rovněž budou uvedeny požadavky na výměníky tepla a jejich rozdělení.

Druhým cílem je vytvoření vlastního výpočtového programu pro návrh jednoduchých protiproudých trubkových výměníků tepla bez změny fáze se segmentovými přepážkami. Pro splnění tohoto cíle bude použit programovací jazyk Python a odborná literatura, která se zabývá návrhem výše zmíněných výměníků tepla [1, 5, 8].

Třetím cílem je ověření správnosti výsledků výpočtového programu. Jeden z výsledků výpočtového programu bude porovnán s komerčním softwarem HTRI (Heat Transfer Research, Inc.), který je k návrhu výměníků tepla používán už téměř 30 let na globální úrovni.

V rámci čtvrtého cíle budou realizovány čtyři parametrické studie. Parametrické studie se budou zabývat výškou přepážek, roztečí přepážek, roztečí trubek a tloušťkou stěny trubek. Během jednotlivých studií bude pozorován vliv změn jednotlivých parametrů na výkon a tlakovou ztrátu výměníků tepla.

2. Výměníky tepla

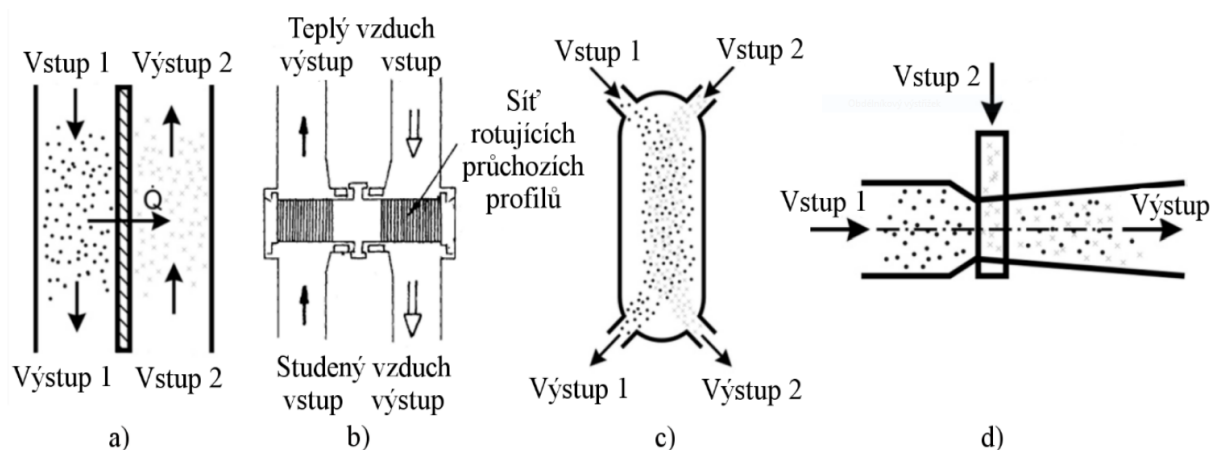
Výměníky tepla jsou zařízení sloužící k přenosu tepelné energie, která je získána ze spalovacích zařízení. Tepelná energie je následně využívána na vytápění, technologický ohřev nebo na výrobu elektrické energie. Přenos tepelné energie je uskutečněn průběžně nebo přerušovaně pomocí proudících teplotnosných médií. Dochází zde k předávání tepla z teplejšího (ohřívacího) média do média chladnějšího (ohřívávaného). [1]

2.1. Rozdělení výměníku tepla

Výměníky tepla lze rozdělit podle několika kritérií do následujících kategorií: [1]

2.1.1. Podle pracovního pochodu

- Rekuperační - obě tekutá média jsou oddělena nepropustnou stěnou a nedochází zde ke kontaktu teplotnosných látek. K přenosu tepla dochází vedením a prouděním současně.
- Regenerační - ohřívávané médium se zpožděním vstupuje do vyhrazeného prostoru za médiem ohřívajícím. Prostor je vyplněn pevným, teplo zprostředkujícím elementem, který předává naakumulované teplo z ohřívajícího média médiu ohřívávanému. Může docházet k částečnému smísení obou médií.
- Kontaktní - teplé a studené médium jsou rozdílných fází a po promísení a předání tepla jsou média od sebe opět oddělena. Teplosměnná plocha je dána povrchem částic pevné fáze.
- Směšovací - mezi teplým a studeným médiem dochází k přímému kontaktu a vytváří se homogenní směs. Výměník nemá teplosměnné plochy.



Obrázek 2.1: Typy výměníků dle pracovního pochodu [1]

2.1.2. Podle účelu a použití

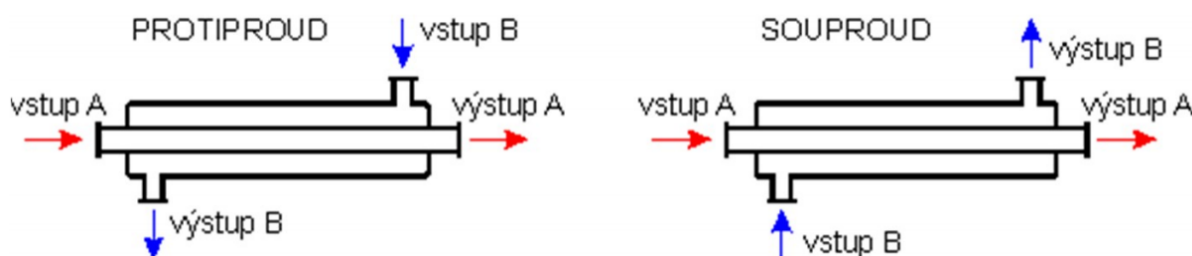
- Ohříváky - ohřívané médium zvyšuje svou teplotu, ale nedochází ke změně fáze.
- Chladiče - ochlazované médium snižuje svou teplotu, ale nedochází ke změně fáze.
- Výparníky a odparky - ohřívané kapalné médium se mění na páru.
- Kondenzátory - teplejší médium v parní fázi se mění na kapalnou fázi.
- Přehříváky a mezipřehříváky - slouží k ohřívání páry, která je sytá nebo přehřátá.
- Sušárny - dosahují snížení vlhkosti látky v pevné fázi.
- Termické odplyňovány vody - přivedením látky k bodu varu dochází k vylučování pohlčených plynů.
- Topná tělesa ústředního topení - otopné médium ohřívá okolní vzduch.

2.1.3. Podle způsobu přenosu

- Konvekční - k přestupu tepla dochází především konvekci.
- Sálavé - k přestupu tepla dochází především zářením.
- Kombinované - k přestupu tepla dochází konvekci i zářením.

2.1.4. Podle vzájemného proudění

- Souproudé - směry proudů obou médií jsou rovnoběžné a mají stejnou orientaci.
- Protiproudé - směry proudů obou médií jsou rovnoběžné a mají opačnou orientaci.
- Křížové - směry proudů jsou mimoběžné a svírají úhel 90° .
- Šikmé - směry proudů jsou mimoběžné a svírají úhel větší nebo menší než 90° .
- Vícenásobné souproudé, protiproudé a křížové proudění
- Kombinované proudění



Obrázek 2.2: Souproudé a protiproudé proudění [4]

2.2. Základní požadavky na výměníky tepla

Jedním z hlavních požadavků kladených na výměník tepla je co nejintenzivnější přestup tepla při co nejmenších nákladech. Intenzivního přestupu tepla je možné dosáhnout zvolením vhodného materiálu, teplonosného média a konstrukčními úpravami. Při návrhu je nutné nalézt střední cestu mezi těmito požadavky. [1]

2.2.1. Požadavky na konstrukci výměníků tepla

- nízká cena, hmotnost a rozměry,
- nízké tlakové ztráty,
- velká spolehlivost.

První dva požadavky kladené na výměníky tepla jsou protichůdné, proto je zapotřebí zjistit důležitost jednotlivých požadavků pro danou aplikaci a nalézt kompromis. Třetí požadavek je dán zejména minimální poruchovostí, dobrou opravitelností a snadnou údržbou výměníku.

2.2.2. Požadavky na teplonosné médium

- Velká měrná tepelná kapacita
- Vysoký součinitel tepelné vodivosti
- Vhodný vztah mezi teplotou varu a tlakem
- Nízká viskozita
- Nízká agresivita
- Nízká cena
- Zdravotní nezávadnost

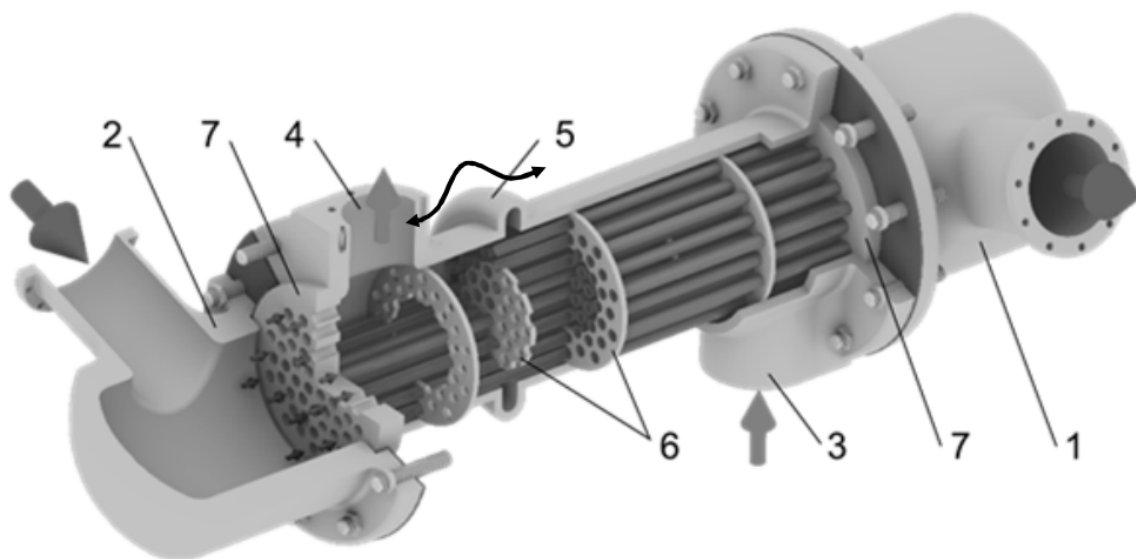
V mnoha aplikacích není umožněna volba teplonosného média z důvodu návaznosti na stávající systém. Pokud je ale volba umožněna, vhodné médium může značně ovlivnit funkci výměníku tepla. Nejčastěji používanými médii je voda a vodní pára, která splňuje většinu požadavků. Mezi jejich možné nevýhody patří koroze, nános solí na výhřevné plochy a nutné udržování pracovního tlaku.

3. Trubkové výměníky tepla

Trubkové výměníky tepla jsou nejpoužívanější rekuperační výměníky s různými konstrukčními obměnami. Jejich výhodou je široké množství aplikací a uplatnění v mnoha průmyslových odvětvích. Ve trubkové výměnících mohou rovněž být plynná a kapalná média nebo v nich může docházet ke změně fáze.[8]

3.1. Trubkové výměníky tepla s rovnými trubkami

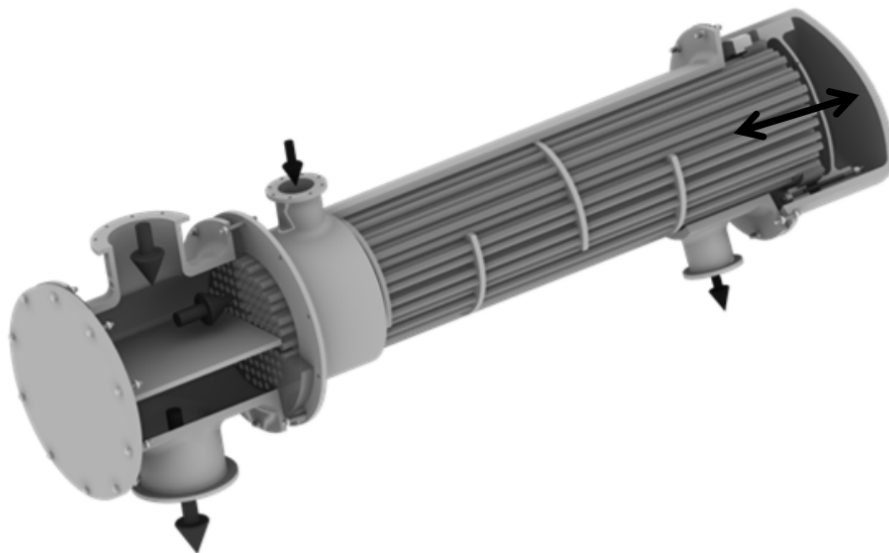
Nejstarší typ rekuperačních výměníků je trubkový výměník s rovnými trubkami. Výměník se skládá ze dvou trubkovnic přivařených k vnějšímu plášti. Do trubkovnic jsou následně zaválcovány jednotlivé trubky. Vstupní a výstupní hlava je zpravidla k plášti připevněna pomocí příruby. V mezitrubkovém prostoru jsou umístěny přepážky pro zpomalení média a zintenzivnění přestupu tepla. Výhodou výměníku je jeho jednoduchost a snadná údržba. Hlavní nevýhodou tohoto výměníku jsou problémy s teplotní dilatací trubek.[1]



Obrázek 3.1: Trubkový výměník tepla s rovnými trubkami [1]

3.2. Trubkové výměníky tepla s plovoucí hlavou

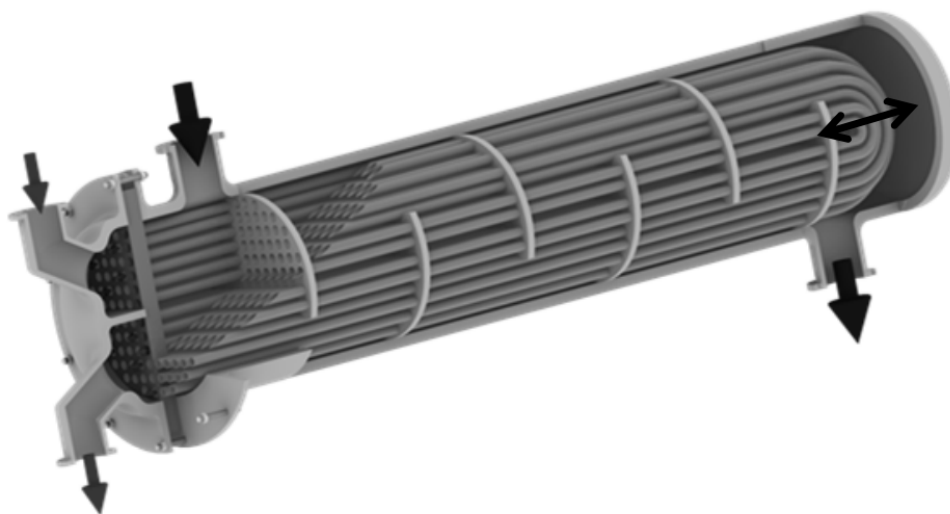
Trubkové výměníky s plovoucí hlavou jsou v mnohých ohledech podobné předchozímu typu výměníku. Tento typ výměníku se ovšem již nepotýká s problémy s teplotní dilatací díky plovoucí hlavě, a tudíž jsou možné aplikace i při vyšších teplotách a tlacích.



Obrázek 3.2: Trubkový výměník tepla s plovoucí hlavou [1]

3.3. Trubkové výměníky tepla s U-trubkami

Dalším typem trubkových výměníků je aplikace s U-trubkami. Svazek trubek je tvořen trubkami ohnutými do tvaru písmene "U". Tento výměník doznal značného rozšíření v energetice díky své nízké hmotnosti, vysoké kompaktnosti a nevznikajícím problémům s teplotní dilatací. K nevýhodám patří špatná opravitelnost a údržba.[1]



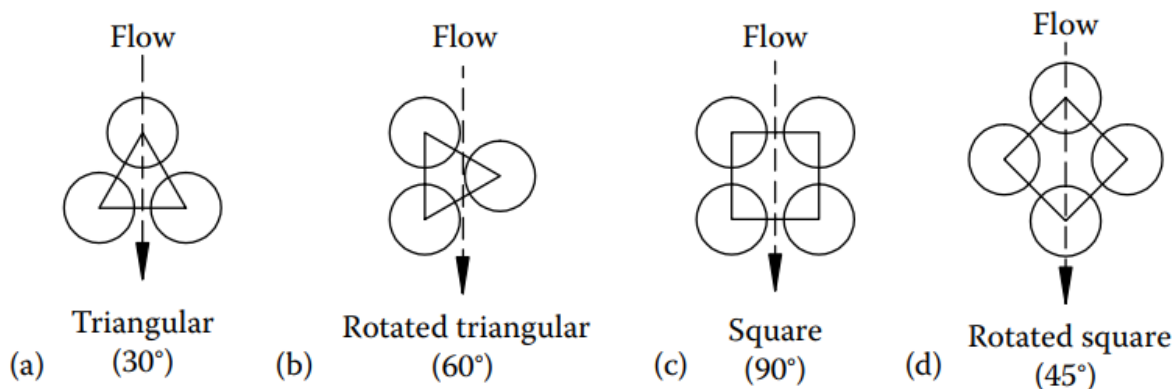
Obrázek 3.3: Trubkový výměník tepla s U-trubkami [1]

3.4. Trubky

Výměna tepla u výměníků probíhá na povrchu jednotlivých trubek, proto je jejich správná volba velice důležitá. U trubek se volí vnější průměr, tloušťka stěny, rozteč trubek, rozložení trubek a materiál. Trubky jsou navrhovány tak, aby odolali pracovním teplotám a tlakům, teplotní roztažnosti a korozi. [5]

3.4.1. Rozložení trubek

Základní čtyři typy rozložení trubek je možné vidět na obrázku níže. Pro maximální počet trubek ve výměníku, a tudíž i maximální teplosměnnou plochu, se doporučuje rozložení 30° . Toto rozložení dosahuje největšího koeficientu přestupu tepla, ale na druhou stranu i největší tlakové ztráty. Pokud je požadováno mechanické čištění, je doporučeno zvolit rozložení 45° nebo 90° . Tyto rozložení dosahují nižších koeficientů přestupu tepla, ale i nižších tlakových ztrát. Rozložení jednotlivých trubek je možné vidět na obrázku níže. [5]



Obrázek 3.4: Rozložení trubek: a) 30° b) 60° c) 90° d) 45° [5]

3.4.2. Průměr a tloušťka trubek

Průměr a tloušťka trubek je dána standardem TEMA. Standart udává trubky v řadě 6.35, 9.53, 12.70, 15.88, 19.05, 22.23, 25.40, 31.75, 38.10 a 50.80 mm. Z pohledu největšího přestupu tepla a kompaktnosti se nejlépe jeví trubky o malých průměrech. Trubky o větších průměrech jsou používány, pokud je vyžadováno mechanické čištění a nízké tlakové ztráty. [9]

Tloušťky stěn jednotlivých trubek jsou rovněž standardizovány dle TEMA. Tloušťky stěn jsou vybírány na základě tlakové difference, odolnosti vůči korozi, vibračním a ceně.

3.4.3. Délka trubek

Z ekonomického hlediska je doporučeno používat trubky o malých průměrech a velkých délkách. Nevýhodou dlouhých výměníků jsou problémy se skladností, dopravou a pravidelnou údržbou. V těchto případech se využívají kratší výměníky, u kterých roste cena (hmotnost). Délky výměníků jsou odstupňovány v řadě 2438, 3048, 3658, 4877 a 6096 mm dle standardu TEMA. V odůvodněných případech je možné použít jiné délky. [9]

3.5. PŘEPÁŽKY

3.4.4. Počet trubek

Počet trubek je závislý na průtoku média a dovolených tlakových ztrátách. Doporučená rychlost dle [5] pro tekutá média je mezi 0.9 až 2.4 m/s v trubkovém prostoru a mezi 0.6 až 1.5 m/s v mezitrubkovém prostoru. Doporučená rychlost dle [1] pro tekutá média je v intervalu 0.3 až 1 m/s v trubkovém prostoru a v intervalu 0.2 až 0.8 m/s v mezitrubkovém prostoru. Doporučené rychlosti pro plynná média jsou v řádech jednotek až desítek m/s. Překročení spodní hranice doporučené rychlosti by znamenalo nadměrné zanášení výměníku. Překročení horní hranice by znamenalo korozi a vibrace.

3.4.5. Rozteč trubek

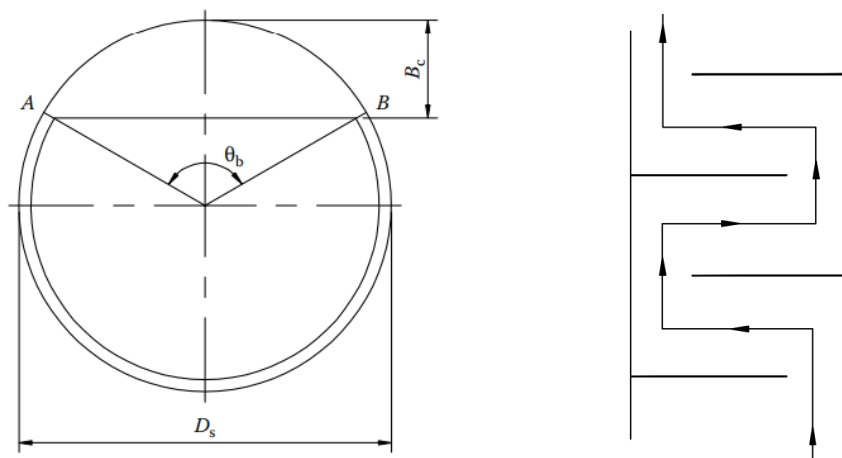
Rozteč trubek se volí na základě požadavků na výměník. Menší rozteč mezi trubky zvyšuje přestup tepla a kompaktnost. Větší rozteč mezi trubkami snižuje tlakovou ztrátu a zanášení. Ve většině případů se používají násobky vztažené k vnějšímu průměru trubky a to 1.25, 1.33 a 1.5. [5]

3.5. Přepážky

Přepážky se umísťují do mezitrubkového prostoru a slouží k podepření svazku trubek a usměrnění proudu. Proud je přepážkami usměrněn, aby osa proudu směřovala kolmo na svazek trubek. Tím se dosáhne delší dráhy proudu ve výměníku a většího přestupu tepla. Při použití přepážek rovněž roste tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru. Při návrhu přepážek je důležitá rozteč přepážek, tloušťka přepážek a výška přepážek. [5]

3.5.1. Segmentové přepážky

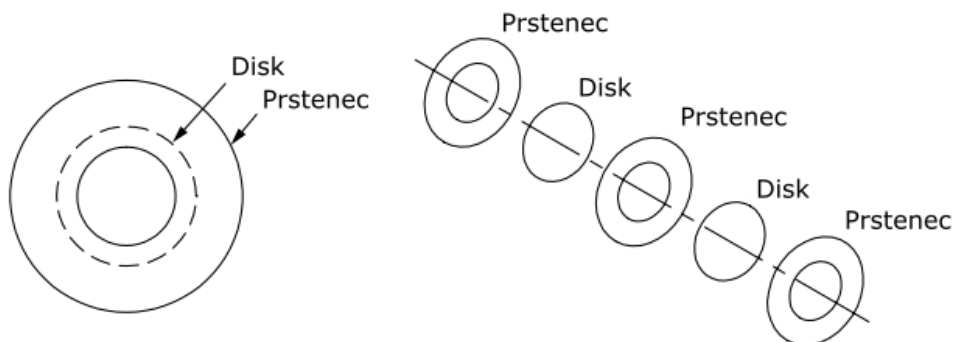
Segmentové přepážky jsou nejrozšířenějším druhem přepážek u výměníků tepla. Tvarem segmentových přepážek je kruhovitý disk s jednou nebo více odstraněných částí (segmentů). Přestup tepla a tlaková ztráta jsou tímto druhem přepážek značně ovlivněny. Ve většině případů dochází k odstranění 20 % až 25 % disku. Při odstranění méně než 20 % může dojít k velkému nárůstu tlakové ztráty a snížení přestupu tepla. Znázornění segmentových přepážek je možné vidět níže.



Obrázek 3.5: Segmentová přepážka [5]

3.5.2. Koncentrické přepážky

Koncentrické přepážky se skládají z prstence a disku. Prstenec se nachází při vnějším obvodu mezitrubkového prostoru a usměrňuje proud směrem ke středu výměníku. Disk se nachází uprostřed výměníku a usměrňuje proud směrem k okraji výměníku. Tento typ přepážek nabízí nižší tlakové ztráty v porovnání se segmentovými přepážkami. Znázornění koncentrických přepážek je možné vidět níže.



Obrázek 3.6: Koncentrické přepážky [5]

3.6. Plášť

Pro plášť výměníků tepla je na výběr z širokého rozpětí velikostí, tloušťek a materiálů. Ekonomicky výhodnější se jeví používání menších výměníků o maximální délce zařazených v sérii než jednoho velkého výměníku. Menší velikosti do cca 750 mm jsou vyráběny jako trubky. Větší velikosti jsou vyráběny ze smotaných plátů. Standardní velikosti používaných plášťů lze nalézt ve standardech TEMA. [9]

4. Fyzikální vlastnosti směsí

V technické praxi se velice zřídka setkáme s čistou látkou. Ve většině případů se setkáváme se směsí plynů, jako je například vzduch nebo spaliny. Určení fyzikálních vlastností je důležité pro stanovení součinitelů prostupu tepla. Pro zjednodušení výpočtu se bude vycházet z rovnic pro ideální směs plynů.[7]

4.1. Střední zdánlivá molová hmotnost

Molární hmotnost je fyzikální veličina, která udává hmotnost jednoho molu látky. Z pohledu mikrosvěta není možné hovořit o molové hmotnosti směsi. Až při větším počtu molekul začne mít pojem molová hmotnost význam. Tato hmotnost je nazývána střední zdánlivá molová hmotnost. Zdánlivá proto, že se látka chová jako by tuto hmotnost měla. Střední zdánlivá molová hmotnost je určena rovnicí níže. [7]

$$M = \sum_i M_i x_i \quad (4.1)$$

4.2. Hustota směsi

Hustota je fyzikální veličina vyjadřující hmotnost objemové jednotky látky. Hustota se mění v závislosti na teplotě, tlaku a látkovém množství. Pro směs zadanou objemovými zlomky je celková hustota směsi definována rovnicí níže. [7]

$$\rho = \sum_i \rho_i x_i \quad (4.2)$$

4.3. Měrná tepelná kapacita

Měrná tepelná kapacita je množství tepla potřebného k ohřátí jednoho kilogramu látky o jeden teplotní stupeň. Stanovení měrné tepelné kapacity směsi při známém objemovém složení a známosti jednotlivých tepelných kapacit je možné za pomoci rovnice zachování energie. Po úpravě rovnice vypadá následovně. [7, 9]

$$c_p = \frac{\sum_i c_{p,i} M_i x_i}{\sum_i M_i x_i} \quad (4.3)$$

4.4. Viskozita

Viskozita je fyzikální veličina udávající poměr mezi tečným napětím a změnou rychlosti v závislosti na vzdálenosti mezi sousedními vrstvami. U viskozity rozlišujeme dva typy a to dynamickou viskozitu a kinematickou viskozitu. Vztah mezi kinematickou a dynamickou viskozitou je možno vidět na rovnici níže.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (4.4)$$

Dynamickou viskozitu směsi lze vypočítat z objemových zlomků, dynamických viskozit jednotlivých látek a molárních hmotností. Rovnice je znázorněna níže. [7, 9]

$$\eta = \frac{\sum_i \eta_i x_i \sqrt{M_i}}{\sum_i x_i \sqrt{M_i}} \quad (4.5)$$

4.5. Součinitel tepelné vodivosti

Součinitel tepelné vodivosti je fyzikální veličina charakterizující schopnost dané látky vést teplo. Tepelnou vodivost směsi je možné spočítat pomocí objemových zlomků, molární hmotnosti a jednotlivých součinitelů tepelné vodivosti pro dané složky dle rovnice uvedené níže. [7, 9]

$$\lambda = \frac{\sum_i \lambda_i x_i (M_i)^{1/3}}{\sum_i x_i (M_i)^{1/3}} \quad (4.6)$$

5. Výpočetní vztahy pro návrh výměníku

V této kapitole budou uvedeny výpočetní vztahy pro návrh výměníku tepla. Vztahy byly převzaty z literatury [1, 5, 8], pokud není uvedeno jinak.

5.1. Bilanční rovnice

Bilanční rovnice je ve tvaru

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}), \quad (5.1)$$

kde \dot{Q} značí výkon, \dot{m} průtok, c_p tepelnou kapacitu média a T teplotu. Při použití vztahu pro entalpii

$$i = c_p \cdot t \quad (5.2)$$

je možné rovnici 5.1 upravit do tvaru

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot (i_{c,out} - i_{c,in}) = \dot{m}_h \cdot (i_{h,in} - i_{h,out}).$$

5.2. Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru

Pro výpočet součinitele přestupu tepla v trubkovém prostoru bude zapotřebí znát počet trubek ve výměníku. Počet trubek bude určen podle vztahu

$$n_t = \frac{\pi(D_S - d_2)^2}{4 \cdot t_t^2 \cdot b_1}, \quad (5.3)$$

kde D_S značí vnější průměr trubkového svazku, d_2 vnější průměr trubky, t_t rozteč trubek a b_1 je konstanta. Konstanta b_1 nabývá hodnot 0.866 pro úhel uspořádání trubek 30° a hodnoty 1 pro úhly uspořádání trubek 45°, 60° a 90°. D_S bude stanoveno dle vztahu

$$D_S = D_1 - (0,012 + 0,005 \cdot D_1), \quad (5.4)$$

kde D_1 značí vnitřní průměr pláště výměníku. Jednotlivé průměry je možné vidět na obrázku 5.1. Nyní když je znám počet trubek je možné vypočítat rychlost média v trubkovém prostoru. Rychlost média v trubkovém prostoru vyplývá z rovnice kontinuity

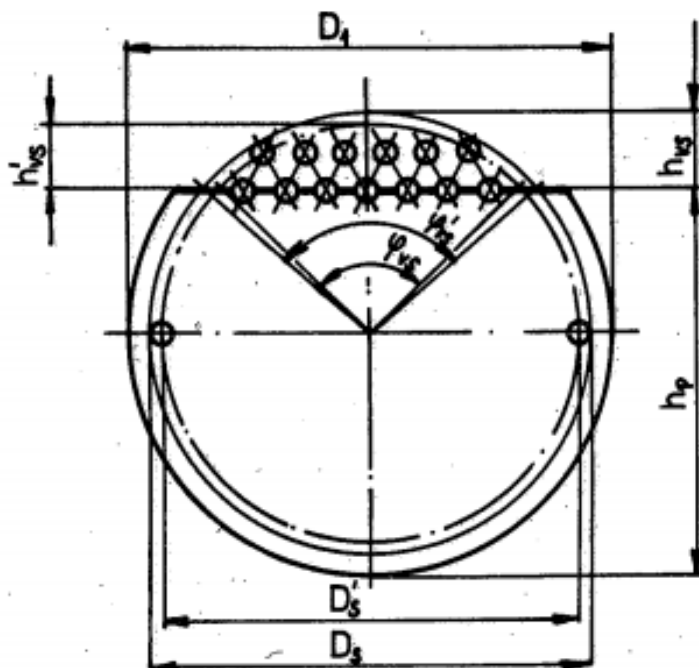
$$u_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot S_1}, \quad (5.5)$$

kde ρ značí hustotu látky a S_1 průtočnou plochu v trubkovém prostoru. Průtočná plocha je dána vztahem

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_t}{4}. \quad (5.6)$$

Po dosazení rovnice 5.6 do rovnice 5.5 bude vztah roven

$$u_1 = \frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\rho_1 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot n_t}.$$



Obrázek 5.1: Řez mezitrubkovým prostorem [8]

Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru bude vypočítán podle vztahu

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_1}, \quad (5.7)$$

kde Nu značí Nusseltovo číslo a λ tepelnou vodivost média. Nusseltovo číslo je možné určit za pomoci vztahu

$$Nu_1 = 0,023 \cdot Re_1^{0.8} \cdot Pr_1^n, \quad (5.8)$$

kde Re značí Reynoldsovo číslo, Pr Prandtlovo číslo a n je konstanta, která nabývá hodnot 0.3 pokud je médium v trubkách ohřívající a 0.4 pokud je ohřívané. Reynoldsovo číslo Re je možné vypočítat podle vztahu

$$Re_1 = u_1 \cdot \frac{d_1}{\nu_1}, \quad (5.9)$$

kde ν značí kinematickou viskozitu. Kinematickou viskozitu je možné vypočítat podle vztahu 4.4, který je uveden v kapitole 4.

5.3. Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru bude vypočítán podle vztahu

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{l}, \quad (5.10)$$

kde l je charakteristický rozměr, pro který platí vztah

$$l = \frac{\pi \cdot d_2}{2}. \quad (5.11)$$

5.3. SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA V MEZITRUBKOVÉM PROSTORU

Ve vztahu 5.11 člen d_2 značí vnější průměr trubky. Nusseltovo číslo v mezitrubkovém prostoru Nu_2 pro jednosegmentové přepážky s jedním chodem bude vypočítáno podle rovnice

$$Nu_2 = [0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}] \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8. \quad (5.12)$$

Nu_{lam} zohledňuje vliv laminárního proudění v mezitrubkovém prostoru a lze jej vyjádřit rovnicí

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_2} \sqrt[3]{Pr_2}. \quad (5.13)$$

Pro Nu_{turb} platí vztah 5.14 a vyjadřuje vliv turbulentního proudění v mezitrubkovém prostoru

$$Nu_{turb} = \frac{0.037 \cdot Re_2^{0.8} Pr_2}{1 + 2.443 \cdot Re_2^{-0.1} \cdot (Pr_2^{2/3} - 1)}. \quad (5.14)$$

Reynoldsovo číslo Re_2 bude vypočítáno pomocí vztahu

$$Re_2 = \frac{u_2 \cdot l}{\nu_2}, \quad (5.15)$$

kde rychlost média v mezitrubkovém prostoru u_2 je možné vypočítat dle vztahu

$$u_2 = \frac{\dot{m}_2}{S_{2N} \cdot \rho_2 \cdot \psi}. \quad (5.16)$$

V rovnici 5.16 člen S_{2N} značí velikost nezaplňného průřezu mezi jednou roztečí přepážek a ψ označuje mezerovitost trubkového svazku. Průřez S_{2N} bude vypočítán vztahem

$$S_{2N} = (t_p - s_p) \cdot D_1, \quad (5.17)$$

kde t_p značí rozteč přepážek a s_p tloušťku stěny přepážky. Tloušťka stěny přepážky bude určena podle tabulky 5.1.

| průměr pláště [mm] | tloušťka přepážek [mm] pro rozteč přepážek [mm] | | | | |
|-----------------------|---|------------|------------|------------|--------------|
| | do 300 | 350 až 450 | 450 až 600 | 600 až 800 | více než 800 |
| do 377 | 4 | 5 | 6 | 10 | 10 |
| 406 až 700 | 5 | 6 | 10 | 10 | 12 |
| 750 až 1000 | 6 | 8 | 10 | 12 | 16 |
| nad 1000 | 6 | 10 | 12 | 16 | 16 |

Tabulka 5.1: Minimální tloušťka přepážek [8]

Mezerovitost trubkového svazku ve vztahu 5.16 je možné vypočítat dle rovnic

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot x_6} \quad x_7 \geq 1, \quad (5.18)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot x_6 \cdot x_7} \quad x_7 < 1, \quad (5.19)$$

kde x_6 a x_7 je možné vyjádřit pomocí vztahů

$$x_6 = \frac{t_{t1}}{d_2}, \quad (5.20)$$

$$x_7 = \frac{t_{t2}}{d_2}. \quad (5.21)$$

5. VÝPOČETNÍ VZTAHY PRO NÁVRH VÝMĚNÍKU

Členy t_{t1} a t_{t2} představují příčnou a podélnou rozteč trubek s ohledem na smysl proudění pracovní látky v mezitrubkovém prostoru. Rovnice pro výpočet těchto členů jsou

$$t_{t1} = c_1 \cdot t_t, \quad (5.22)$$

$$t_{t2} = c_2 \cdot t_t, \quad (5.23)$$

kde hodnoty c_1 a c_2 jsou konstanty. Hodnoty konstant je možné nalézt v tabulce 5.2.

| Úhel, uspořádk. trubek α | c_1 | c_2 |
|---------------------------------------|-------|-------|
| 30° | 1,0 | 0,866 |
| 45° | 1,414 | 0,707 |
| 60° | 1,732 | 0,5 |
| 90° | 1,0 | 1,0 |

Tabulka 5.2: Konstanty příčné a podélné rozteče trubek [8]

Členy $y_2 - y_8$ jsou korekční faktory součinitele přestupu tepla. Člen y_2 zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě včetně vlivu směru tepelného toku. Rovnice pro výpočet y_2 je

$$y_2 = \left(\frac{Pr_2}{Pr_{2S}} \right)^a, \quad (5.24)$$

$$y_2 = \left(\frac{T_2}{T_{2S}} \right)^a, \quad (5.25)$$

kde a je konstanta. První rovnice platí pro kapaliny a konstanta a nabývá hodnot $a = 0.25$ pro ohřívané médium a $a = 0.11$ pro ohřívající médium. Druhá rovnice platí pro plyny, kde konstanta a nabývá hodnoty $a = 0.25$ pro ohřívané médium a $a = 0$ pro ohřívající médium ($y_2 = 1$).

Korekční faktor y_3 zohledňuje převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek. Rovnice pro jeho výpočet lze vyjádřit následovně

$$y_3 = 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} \cdot \frac{x_7/x_6 - 0,3}{(x_7/x_6 + 0,7)^2}. \quad (5.26)$$

Tato rovnice platí pro úhel uspořádání trubek 90°. Pro úhly uspořádání 30°, 45° a 60° platí rovnice

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot x_7}. \quad (5.27)$$

Vztahy pro výpočet x_6 a x_7 jsou uvedeny výše v kapitole.

Korekční faktor y_4 zohledňuje nepříznivý tvar teplotního profilu v proudu pracovní látky při laminárním proudění. Vztah pro vyčíslení y_4 má tvar

$$y_4 = \frac{1,51}{n_{rc}^{0,18}} = y'_4 \quad Re_2 \leq 20, \quad (5.28)$$

$$y_4 = y'_4 + \frac{20 - Re_2}{80} \cdot (y'_4 - 1) \quad Re_2 \in (20; 100), \quad (5.29)$$

$$y_4 = 1 \quad Re_2 > 100. \quad (5.30)$$

5.3. SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA V MEZITRUBKOVÉM PROSTORU

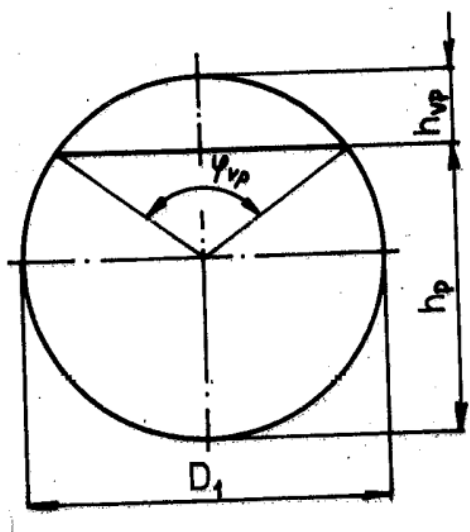
Z rovnic je možné vyvodit, že podoba vztahu pro vyčíslení se odvíjí od Reynoldsova čísla v mezitrubkovém prostoru. Člen n_{rc} značí počet činných řad trubek a je dán vztahem

$$n_{rc} = n_{rp} \cdot (n_p - 1), \quad (5.31)$$

kde n_{rp} označuje počet příčně obtékaných řad trubek mezi hranami seříznutí přepážek a n_p počet přepážek. Člen n_{rp} je možné vyjádřit pomocí vztahu

$$n_{rp} = \frac{h_p - h_{vp}}{t_{t2}} = \frac{2 \cdot h_p - D_1}{c_2 \cdot t_t}, \quad (5.32)$$

kde člen h_p znázorňuje výšku přepážky a h_{vp} výšku neopřepážkovaného prostoru. Znázornění těchto výšek je možné vidět na obrázku 5.2.

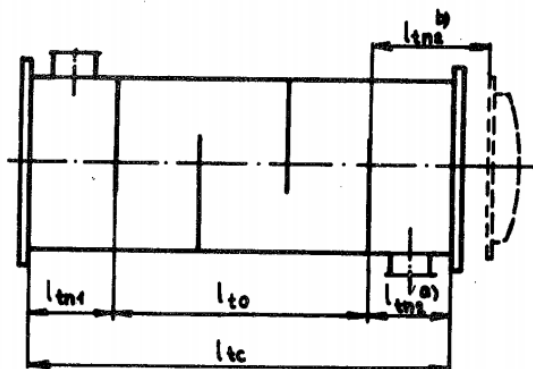


Obrázek 5.2: Segmentová přepážka [8]

Počet přepážek je možný určit pomocí vztahu

$$n_p = \frac{l_{to}}{t_p}, \quad (5.33)$$

kde l_{to} značí opřepážkovanou délku výměníku a t_p rozteč přepážek. Opřepážkovaná délka výměníku je znázorněna na obrázku 5.3.



Obrázek 5.3: Délka výměníku tepla [8]

5. VÝPOČETNÍ VZTAHY PRO NÁVRH VÝMĚNÍKU

Korekční faktor y_5 zohledňuje podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění ve výřezu přepážek. Rovnice pro tento korekční faktor je rovna

$$y_5 = 1 - x_8 + 0,524 \cdot x_8^{0,32}, \quad (5.34)$$

kde člen x_8 lze vyjádřit jako

$$x_8 = \frac{n_{tv}}{n_t}. \quad (5.35)$$

Počet trubek n_t je možné vypočítat podle vztahu 5.3 a počet trubek ve výřezu přepážky n_{tv} je možné vypočítat podle vztahu

$$n_{tv} = \frac{(D_S - d_2)^2}{8 \cdot t_t^2 \cdot c_1} \cdot (\varphi'_{vS} \cdot \frac{\pi}{180} - \sin \varphi'_{vS}). \quad (5.36)$$

Všechny členy kromě φ'_{vS} již byly uvedeny. Člen φ'_{vS} označuje úhel výřezu svazku a je znázorněn na obrázku 5.1. Vztah pro jeho výpočet lze vyjádřit

$$\varphi'_{vS} = 2 \cdot \arccos\left(\frac{2}{D'_S} \cdot \left(h_p - \frac{D_1}{2}\right)\right), \quad (5.37)$$

kde D'_S se rovná

$$D'_S = D_S - d_2. \quad (5.38)$$

Korekční faktor y_6 zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách. Korekční faktor lze vyjádřit rovnicí

$$y_6 = 0,4 \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + (1 - 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}}) \cdot \exp(-1,5 \cdot \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}}), \quad (5.39)$$

kde S_{tp} označuje průtočný průřez mezi trubkami a otvory v přepážce a S_{ps} průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm. Vztahy pro tyto průřezy jsou

$$S_{tp} = (n_t - \frac{n_{tv}}{2}) \cdot \frac{\pi(d_{2p}^2 - d_2^2)}{4}, \quad (5.40)$$

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_p^2) \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360}, \quad (5.41)$$

kde d_{2p} označuje průměr díry pro trubku v přepážce a D_p označuje průměr přepážky. Průměr d_{2p} bývá standardně o 0.8 mm větší než průměr trubky [9]. Průměr D_p bývá standardně o 3 mm menší než vnitřní průměr pláště. Úhel φ_{vp} je znázorněn na obrázku 5.2 a pro jeho výpočet bude použit vzorec

$$\varphi_{vp} = 2 \cdot \arccos\left(2 \frac{h_p}{D_1} - 1\right) \quad (5.42)$$

Člen S_{2Z} označuje průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku. Člen bude vyjádřen vzorcem

$$S_{2Z} = (s_{tS} + \sum s_{tt}) \cdot (t_p - s_p), \quad (5.43)$$

5.3. SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA V MEZITRUBKOVÉM PROSTORU

kde s_{tS} a $\sum s_{tt}$ se dá vyjádřit jako

$$s_{tS} = D_1 - D_S, \quad (5.44)$$

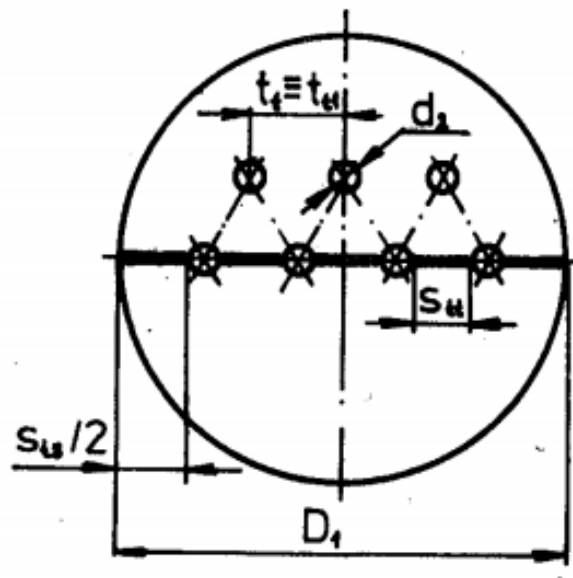
$$\sum s_{tt} = \frac{D_S - d_2}{t_{t1}} \cdot s_{tt} \quad 30, 90^\circ, \quad (5.45)$$

$$\sum s_{tt} = \frac{D_S - d_2}{t_{t1}/2} \cdot s_{tt} \quad 45, 60^\circ. \quad (5.46)$$

U vyjádření $\sum s_{tt}$ záleží na úhlu uspořádání trubek. Člen s_{tt} se dá vyjádřit jako

$$s_{tt} = t_t - d_2. \quad (5.47)$$

Členy s_{tt} , $\sum s_{tt}$ a s_{tS} je možné vidět na obrázku



Obrázek 5.4: Délka výměníku tepla [8]

Korekční faktor y_7 zohledňuje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku a má tvar

$$y_7 = \exp\left[-c_1 \cdot \frac{S_{sS}}{S_{2Z}} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2 \cdot n_{pt}}{n_{rp}}}\right)\right], \quad (5.48)$$

kde n_{pt} je počet párů těsnících listů a S_{sS} je průtočný průřez obtokového proudu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku. Průřez S_{sS} lze vyjádřit vztahem

$$S_{sS} = (D_1 - D_S - s_{tt}) \cdot (t_p - s_p). \quad (5.49)$$

V rovnici 5.48 konstanta c_1 nabývá hodnot 1.5 pro Reynoldsovo číslo v mezitrubkovém prostoru menší než 100 ($Re_2 < 100$) a hodnoty 1.35 pro Reynoldsovo číslo větší než 100 ($Re_2 \geq 100$).

5. VÝPOČETNÍ VZTAHY PRO NÁVRH VÝMĚNÍKU

Korekční faktor y_8 zohledňuje vliv neopřepážkovaných prostorů pod vstupními hrdly v mezitrubkovém prostoru a jeho tvar je

$$y_8 = \frac{(n_p - 1) + 2 \cdot (l_{tn}/(2 \cdot t_p))^{1-a}}{n_p - 1 + l_{tn}/t_p} \quad (5.50)$$

Člen l_{tn} označuje neopřepážkovanou délku výměníku a je znázorněn na obrázku 5.3. Konstanta a v rovnici nabývá hodnot 0.33 pro $Re_2 \leq 100$ a 0.6 pro $Re_2 > 100$.

5.4. Skutečný výkon výměníku tepla

Nyní když jsou známy oba součinitele přestupu tepla je možné vypočítat součinitel prostupu tepla k . Součinitel prostupu tepla pro trubku bude vyjádřen pomocí vztahu

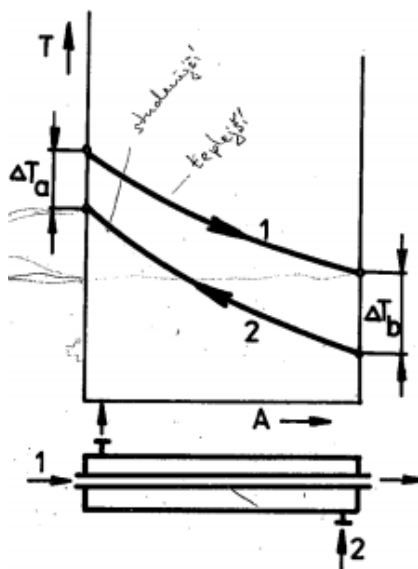
$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + R_{f1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_1} + R_{f2}}, \quad (5.51)$$

kde λ označuje tepelnou vodivost stěny trubky a členy R_{f1}, R_{f2} označují zanášení média. Skutečný výkon výměníku bude vypočítán podle vztahu

$$Q_{skut} = k \cdot L \cdot n_t \cdot \Delta T_{ln}, \quad (5.52)$$

kde L je délka trubek a ΔT_{ln} označuje střední logaritmický teplotní rozdíl. Průběh teplot při protiproudém proudění ve výměníku je možné vidět na obrázku 5.5. Střední logaritmický spád pro protiproudé proudění je možné vyjádřit pomocí tvaru

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln[(T_{h,in} - T_{c,out})/(T_{h,out} - T_{c,in})]}. \quad (5.53)$$



Obrázek 5.5: Protiproudé proudění [8]

5.5. Tlakové ztráty v trubkovém prostoru

V této kapitole budou uvedeny výpočtové vztahy pro výpočet tlakových ztrát v trubkovém prostoru výměníku tepla se segmentovými přepážkami.

Tlakové ztráty v trubkovém prostoru jsou dány vztahem

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1}, \quad (5.54)$$

kde Δp_{t1} označuje tlakové ztráty vyvolané třením a Δp_{m1} jsou tlakové ztráty vyvolané místními odpory.

5.5.1. Tlakové ztráty třením

Tlakové ztráty třením v trubkovém prostoru Δp_{t1} jsou ve tvaru

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot u_1^2}{2} \cdot z_1 \cdot z_2, \quad (5.55)$$

kde λ_{11} je ztrátový součinitel, pro který platí rovnice

$$\lambda_{11} = \frac{64}{Re_1}, \quad (5.56)$$

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_1} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{3/2}} \right]^{1/12}. \quad (5.57)$$

Rovnice 5.56 platí pro $Re_1 \leq 2320$ a rovnice 5.57 platí pro $Re_1 > 2320$. Substituční faktory x_9 a x_{10} lze vyjádřit pomocí vztahů

$$x_9 = 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{(7/Re_1)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right]^{16}, \quad (5.58)$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re_1} \right)^{16}. \quad (5.59)$$

Člen k_{r1} značí relativní drsnost stěny trubky a platí pro něj

$$k_{r1} = \frac{k_1}{d_1}, \quad (5.60)$$

kde k_1 je střední absolutní drsnost stěny. V rovnici 5.55 se rovněž nachází korekční faktory z_1 a z_2 . Korekční faktor z_1 lze vyjádřit rovnicí

$$z_1 = \frac{L}{d_1}. \quad (5.61)$$

Korekční faktor z_2 zohledňuje změnu dynamické viskozity v mezní vrstvě s ohledem na směr tepelného toku. Pro kapaliny platí rovnice

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{1S}}{\eta_1} \right)^a, \quad (5.62)$$

5. VÝPOČETNÍ VZTAHY PRO NÁVRH VÝMĚNÍKU

kde a nabývá hodnota $a = 0.5$ pro ohřívající médium a $a = 0.58$ pro ohřívané médium v případě, že $Re_1 \leq 2320$. Pokud je $Re_1 > 2320$ poté a nabývá hodnot $a = 0.24$ pro ohřívající médium a $a = 0.14$ pro ohřívané médium. Korekční faktor z_2 je možné pro plyny vyjádřit rovnicí

$$z_2 = \left(\frac{T_{1S}}{T_1} \right)^a, \quad (5.63)$$

kde a nabývá hodnot $a = 0.81$ pro ohřívané médium a $a = 1$ pro ohřívající médium pokud je Reynoldsovo číslo v trubkovém prostoru menší nebo rovno 2320. V případě, že Reynoldsovo číslo je větší než 2320, poté a nabývá hodnot $a = 0.6$ pro ohřívající médium a $a = 0.5$ pro ohřívané médium.

5.5.2. Tlakové ztráty místní

Tlakové ztráty místní se skládají z tlakových ztrát na vstupu a výstupu z trubkového prostoru. Místní ztráty také zahrnují ztráty způsobené ohybem proudu u vícechodých výměníků. Vztah pro výpočet místní tlakové ztráty v trubkovém prostoru je

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{ch1} + \xi_{12} \cdot (n_{ch1} - 1)] \cdot \frac{\rho_1 \cdot u_1^2}{2}, \quad (5.64)$$

kde ξ_{11} je ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup z trubek trubkového svazku a nabývá hodnot $\xi_{11} = 0.7$. Ztrátový součinitel ξ_{12} zohledňuje místní odpor pro ohyb proudu v komoře a nabývá hodnoty $\xi_{12} = 0.4$.

5.6. Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru

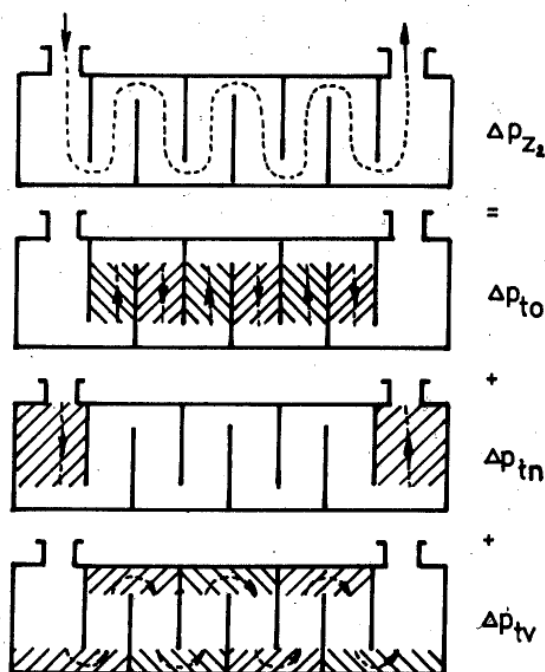
V této kapitole budou uvedeny výpočtové vztahy pro tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru výměníku s jednosegmentovými přepážkami s jedním chodem. Podobně jako v kapitole 5.5 jsou tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru dány vztahem

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} + \Delta p_{m2}, \quad (5.65)$$

kde Δp_{t2} jsou tlakové ztráty vyvolané třením a Δp_{m2} jsou tlakové ztráty vyvolané místními odpory. V mezitrubkovém prostoru místní tlakové ztráty jsou vyvolány pouze na vstupu a výstupu z hrdel. Tyto ztráty jsou, ale již uvažovány ve ztrátách v potrubí. Z tohoto důvodu tyto ztráty nebudou zohledněny a je možné tedy rovnici 5.65 napsat ve tvaru

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv}. \quad (5.66)$$

Člen Δp_{to} označuje tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku, Δp_{tn} tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek neopřepážkovaném prostoru svazku a Δp_{tv} jsou tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutí přepážek. Znázornění jednotlivých ztrát je možné vidět na obrázku



Obrázek 5.6: Tlakové ztráty [8]

5.6.1. Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku

Tlakové ztráty Δp_{to} platí rovnice

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \cdot \rho_2 \cdot u_{21}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4, \quad (5.67)$$

5. VÝPOČETNÍ VZTAHY PRO NÁVRH VÝMĚNÍKU

kde λ_{22} je ztrátový součinitel příčného obtékání trubek, pro který platí rovnice

$$\lambda_{22} = c_1 \cdot \left(\frac{1.33}{t_t/d_2} \right)^a \cdot Re_2^{a_1}. \quad (5.68)$$

Člen a je možné vyjádřit rovnicí

$$a = \frac{c_2}{1 + 0,14 \cdot Re_2^{a_2}}. \quad (5.69)$$

Členy c_1 , c_2 , a_1 a a_2 závisí na úhlu uspořádání trubek a Reynoldsově číse Re_2 . Jednotlivé případy je možné vidět v tabulce 5.3.

| úhel uspořádání trubek | Re_2 | c_1 | a_1 | c_2 | a_2 |
|------------------------------|---------------|--------|--------|-------|-------|
| 30° | $10^5 - 10^4$ | 0,372 | -0,123 | 7,00 | 0,500 |
| | $10^4 - 10^3$ | 0,486 | -0,152 | | |
| | $10^3 - 10^2$ | 0,570 | -0,476 | | |
| | $10^2 - 10$ | 45,10 | -0,973 | | |
| | menší než 10 | 48,00 | -1,000 | | |
| 45° | $10^5 - 10^4$ | 0,303 | -0,126 | 6,59 | 0,520 |
| | $10^4 - 10^3$ | 0,333 | -0,136 | | |
| | $10^3 - 10^2$ | 3,500 | -0,476 | | |
| | $10^2 - 10$ | 26,20 | -0,913 | | |
| | menší než 10 | 32,00 | -1,000 | | |
| 90° | $10^5 - 10^4$ | 0,391 | -0,148 | 6,30 | 0,378 |
| | $10^4 - 10^3$ | 0,0815 | +0,022 | | |
| | $10^3 - 10^2$ | 6,090 | -0,602 | | |
| | $10^2 - 10$ | 32,10 | -0,963 | | |
| | menší než 10 | 35,00 | -1,000 | | |

Tabulka 5.3: Tlakové ztráty [8]

Rychlost u_{21} vyjadřuje rychlost v nejužším průtočném průřezu zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku. Rovnice pro její výpočet je

$$u_{21} = \frac{\dot{m}_2}{S_{2Z} \cdot \rho_2}, \quad (5.70)$$

kde S_{2Z} je definováno rovnicí 5.43. Korekční faktor z_2 zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě. Korekční faktor je pro kapaliny vyjádřen jako

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{2S}}{\eta_2} \right)^{0,14} \quad (5.71)$$

a pro plyny

$$z_2 = \left(\frac{T_{2S}}{T_2} \right)^a, \quad (5.72)$$

kde a nabývá hodnot $a = 1$ pro ohřívající médium a $a = 0.25$ pro ohřívávané médium.

5.6. TLAKOVÉ ZTRÁTY V MEZITRUBKOVÉM PROSTORU

Korekční faktor z_3 zohledňuje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláště výměníku. Rovnice pro výpočet je

$$z_3 = \exp \left[-c_1 \cdot \frac{S_{ss}}{S_{2Z}} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2 \cdot n_{pt}}{n_{rp}}} \right) \right], \quad (5.73)$$

kde konstanta c_1 nabývá hodnoty 4.5 pro Reynoldsovo číslo menší než 100 a hodnoty 3.7 pro Reynoldsovo číslo větší nebo rovno 100.

Korekční faktor z_4 zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách a platí pro něj

$$z_4 = \exp \left[-1,33 \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{tp} + S_{ps}} \right) \cdot \left(\frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}} \right)^{x_{13}} \right], \quad (5.74)$$

kde x_{13} se rovná

$$x_{13} = \left[-0,15 \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{tp} + S_{ps}} \right) + 0,8 \right]. \quad (5.75)$$

5.6.2. Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru svazku

Pro vyjádření tlakové ztráty bude použit vztah

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (n_{rp} + n_{rv}) \rho_2 \cdot u_{21}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5, \quad (5.76)$$

kde n_{rv} je počet řad trubek ve výřezu nad přepážkou. Počet řad n_{rv} je možné vyjádřit jako

$$n_{rv} = 2 \cdot \frac{h'_{vS}}{t_{t2}}, \quad (5.77)$$

kde h'_{vS} je výška svazku ve výřezu ovlivněná příčným prouděním pracovní látky. Pro výšku svazku h'_{vS} platí

$$h'_{vS} = 0.4 \cdot \left(\frac{D_1 + D'_S}{2} - h_p \right). \quad (5.78)$$

Korekční faktor z_5 zohledňuje vliv velikostí neopřepážkovaných prostorů pod hrdly a platí pro něj

$$z_5 = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot t_p}{l_{tn}} \right)^{2-a}, \quad (5.79)$$

kde a nabývá hodnoty $a = 1$ pro Reynoldsovo číslo menší než 100 a hodnoty $a = 0.2$ pro Reynoldsovo větší nebo rovno 100.

5.6.3. Tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutí přepážek

Tlakovou ztrátu Δp_{tb} je možné pro laminární proudění, Reynoldsovo číslo menší nebo rovno 100, vyjádřit podle vztahu

$$\Delta p_{tv} = n_p \cdot \left[2 \cdot \frac{\rho_2 \cdot u_{2v}^2}{2} + 26 \cdot \frac{\dot{m}_2 \eta_2}{\sqrt{S_{2Z} \cdot S_{vZ}}} \cdot \left(\frac{n_{rv}}{t_t - d_2} + \frac{t_p}{d_{hv}^2} \right) \right] \cdot z_4, \quad (5.80)$$

5. VÝPOČETNÍ VZTAHY PRO NÁVRH VÝMĚNÍKU

ve kterém u_{2v}^2 vyjadřuje rychlost média látky vztažená ke střednímu geometrickému průměru průtočný průřezů S_{2Z} a S_{vZ} a d_{hv} vyjadřuje hydraulický průměr výřezu nad přepážkou. Ostatní členy rovnice byly vyjádřeny dříve v této kapitole. Rychlost u_{2v}^2 je vyjádřena vztahem

$$u_{2v} = \frac{\dot{m}_2}{\sqrt{S_{2Z} \cdot S_{vZ} \cdot \rho_2}}, \quad (5.81)$$

kde S_{vZ} označuje průtočný průřez zaplněného prostoru ve výřezu nad přepážkou. Průřez S_{vZ} je dán vztahem

$$S_{vZ} = S_{vN} - n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}. \quad (5.82)$$

Člen S_{vN} popisuje nezaplňný průřez ve výřezu nad přepážkou. Pro svazek bez těsnících lišt se průřez S_{vN} rovná

$$S_{vN} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot \left(\frac{\varphi_{vp}}{360} - \frac{\sin \varphi_{vp}}{2\pi} \right), \quad (5.83)$$

kde úhel φ_{vp} je znázorněn na obrázku 5.2. Rovnice pro jeho vyjádření je

$$\varphi_{vp} = 2 \cdot \arccos\left(2 \cdot \frac{h_p}{D_1} - 1\right) \quad (5.84)$$

Poslední neznámá v rovnici 5.80 je hydraulický průměr d_{hv} . Tento průměr lze použít rovnici

$$d_{hv} = \frac{4 \cdot S_{vZ}}{n_{tv} \cdot \pi \cdot d_2 + \pi \cdot D_1 \cdot \varphi_{vp}/360}. \quad (5.85)$$

Tlaková ztráta Δp_{tb} pro turbulentní proudění, Reynoldsovo číslo větší než 100, lze popsat rovnicí

$$\Delta p_{tv} = n_p \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \frac{\rho_2 \cdot u_{2v}^2}{2} \right] \cdot z_4. \quad (5.86)$$

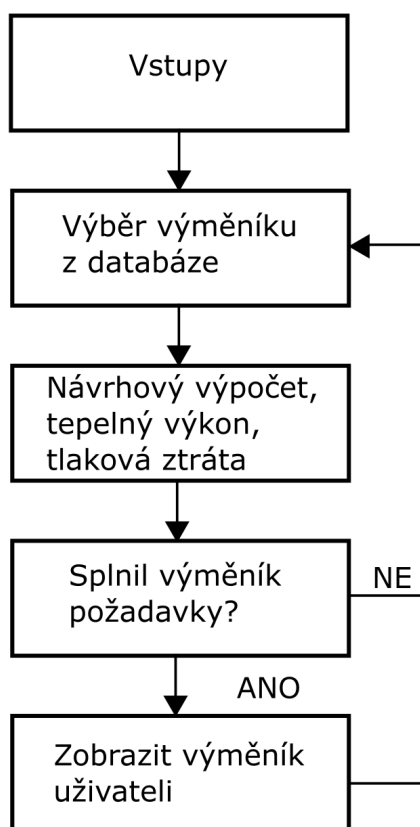
6. Výpočtový program

Tato kapitola se bude věnovat výpočtovému programu, užitým výpočtovým metodám a algoritmu řešení. Rovněž zde budou uvedeny okrajové podmínky, databáze výměníků a porovnání s komerčním programem pro výpočet výměníků tepla HTRI.

Výpočtový program je určen pro návrh jednoduchých protiproudých výměníků tepla bez změny fáze se segmentovými přepážkami. Podporované úhly pro rozložení trubek jsou 30° , 45° , 60° a 90° .

Algoritmus výpočtového programu bude probíhat podle návrhového výpočtu v kapitole 5. Výpočtový program nebude mít za úkol navrhnout pouze jeden vyhovující výměník tepla, ale všechny vyhovující z databáze výměníků. Databáze výměníku je podrobně popsána v kapitole 6.2.

Ve výpočtovém programu bude určen výkon, tlakové ztráty a všechny důležité rozměry výměníku tepla. Následně bude vyhodnoceno, zda výměník splňuje okrajové podmínky a požadavky zadané uživatelem. Při splnění požadavků bude výměník zobrazen uživateli, při nesplnění nebude. V obou případech program přejde k výpočtu dalšího výměníku. Tímto způsobem bude uživateli dáno na výběr z několika výměníků tepla pro dané požadavky. Algoritmus výpočtového programu je možné vidět na obrázku 6.1.

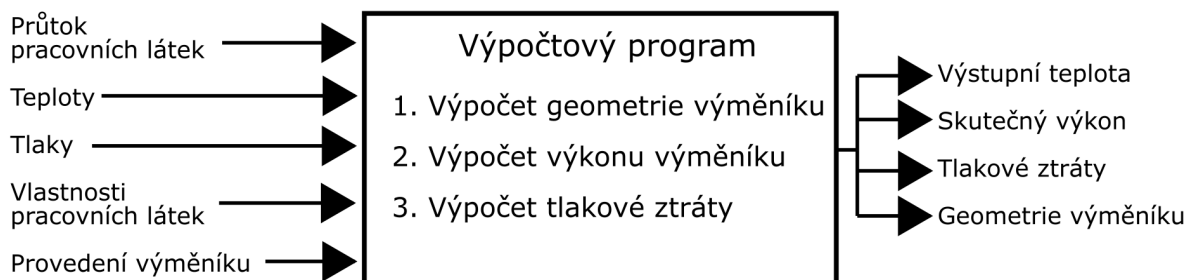


Obrázek 6.1: Algoritmus výpočtového programu

6.1. Vstupní a výstupní parametry

Hlavními vstupními parametry pro výpočtový program bude průtok, teplota, tlak a vlastnosti vstupujících médií. Dalšími, neméně důležitými parametry, bude provedení výměníku, požadovaný výkon a maximální tlakové ztráty.

Společným výstupním parametrem bude výstupní teplota médií a údaje o vyhovujících výměnících, jako například skutečný tepelný výkon, tlakové ztráty nebo jeho geometrie. Na základě těchto parametrů se může uživatel rozhodnout, pro který výměník bude proveden detailní návrh. Vstupy a výstupy jsou znázorněny na obrázku 6.2.



Obrázek 6.2: Vstupy a výstupy výpočtového programu

6.2. Databáze výměníků

Výpočtovým programem jsou z databáze vybírány výměníky tepla, na které jsou aplikovány vstupní parametry a okrajové podmínky. Jednotlivé výměníky tepla jsou tvořeny kombinací několika parametrů vztahujících se k částem výměníku. Tyto parametry jsou:

- parametry pláště
- parametry trubky
- parametry rozteče trubek
- parametry délky trubek
- parametry rozteče přepážek

6.2.1. Rozteč trubek

Rozteče trubek byly na základě literatury [5] zvoleny 1.25, 1.33 a 1.5 násobky vnějšího průměru trubek.

6.2.2. Délka trubek

Délky trubek jsou standardizovány dle TEMA [9] s minimální délkou 2.438 m. Pro dosažení i menších teplosměnných ploch byly použity trubky i o kratších délkách. Celkově bylo při výpočtech použito 9 délek, a to sice 1.2192, 1.829, 2.438, 3.048, 3.658, 4.267, 4.877, 5.486 a 6.096 m (4-20 feet).

6.2.3. Trubky a tloušťky trubek

Trubky a jejich tloušťky byly voleny podle standartu TEMA [9] a podle normy ASTM A450. Rozmezí trubek bylo zvoleno mezi 6,35 až 31,75 mm (1/4 až 5/4 palce). Jednotlivé trubky a tloušťky je možné vidět v tabulce 6.1.

| Trubky | | | | |
|-----------------------|------------------------|-------|-------|-------|
| Vnější průměr [mm] | Tloušťka stěny [mm] | | | |
| 6,35 | 0,889 | 1,244 | 1,65 | - |
| 9,525 | 0,889 | 1,244 | 1,65 | 2,108 |
| 12,7 | 0,889 | 1,244 | 1,65 | 2,108 |
| 15,875 | 1,244 | 1,65 | 2,108 | 2,77 |
| 19,05 | 1,65 | 2,108 | 2,77 | - |
| 22,225 | 1,65 | 2,108 | 2,77 | - |
| 25,4 | 1,65 | 2,108 | 2,77 | - |
| 31,75 | 1,65 | 2,108 | 2,77 | - |

Tabulka 6.1: Rozměry trubek a tloušťky stěn

6.2.4. Pláště

Standart TEMA [9] stanoví minimální tloušťky plášťů pro výměníky tepla bez ohledu na korozní prostředí. Na základě těchto standardů byly zvoleny pláště DN 200 až 1000, kde DN značí Diameter Nominal neboli jmenovitou světlost potrubí. Rozměry plášťů a tloušťku jejich stěn je možné vidět v tabulce 6.2.

| Pláště | | |
|--------|-----------------------|------------------------|
| DN | Vnější průměr [mm] | Tloušťka stěny [mm] |
| 200 | 219 | 8,179 |
| 250 | 273 | 9,271 |
| 300 | 323,9 | 9,525 |
| 350 | 355,6 | 9,525 |
| 400 | 406,4 | 9,525 |
| 450 | 457,2 | 9,525 |
| 500 | 508 | 9,525 |
| 550 | 558,8 | 9,525 |
| 600 | 609,6 | 9,525 |
| 650 | 660,4 | 12,7 |
| 700 | 711,2 | 12,7 |
| 750 | 762 | 12,7 |
| 800 | 812,8 | 12,7 |
| 850 | 863,6 | 12,7 |
| 900 | 914,4 | 12,7 |
| 1000 | 1016 | 12,7 |

Tabulka 6.2: Rozměry trubek a tloušťky stěn

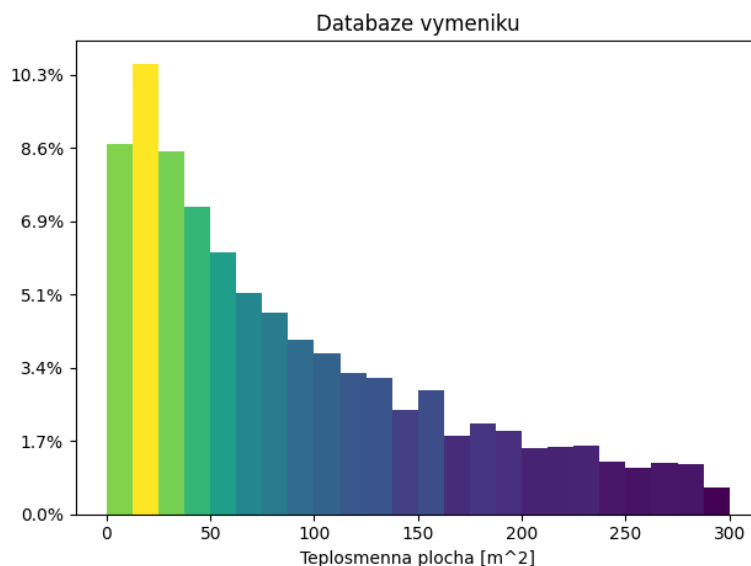
6.2.5. Rozteč přepážek

Ve standardech TEMA [9] jsou uvedeny maximální rozteče přepážek vzhledem k průměru trubek. Rozteče přepážek se dle [5] zpravidla pohybují mezi 20 % až 100 % vnitřního průměru pláště výměníku. Jako ideální se jeví rozmezí okolo 40 až 50 %. Ve výpočtovém programu byly použity násobky 0.3, 0.5 a 0.7 vnitřního průměru pláště.

6.2.6. Rozsah databáze

Kombinací parametrů pláště, trubek a roztečí trubek je možné získat různé průtočné průřezy a v kombinaci s délkou trubek různé teplosměnné plochy. Pomocí rozteče přepážek je možné dosáhnout rozdílných tlakových ztrát. Databáze by měla pokrýt co nejvíce variant, aby zaručila dostatečný výběr pro uživatele. Databáze obsahuje 34 992 druhů výměníků, které se navzájem od sebe liší alespoň v jednom parametru. Materiál pro výměník tepla bude uvažována ocel o hustotě $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ a tepelné vodivosti $\lambda = 50 \text{ W/(mK)}$.

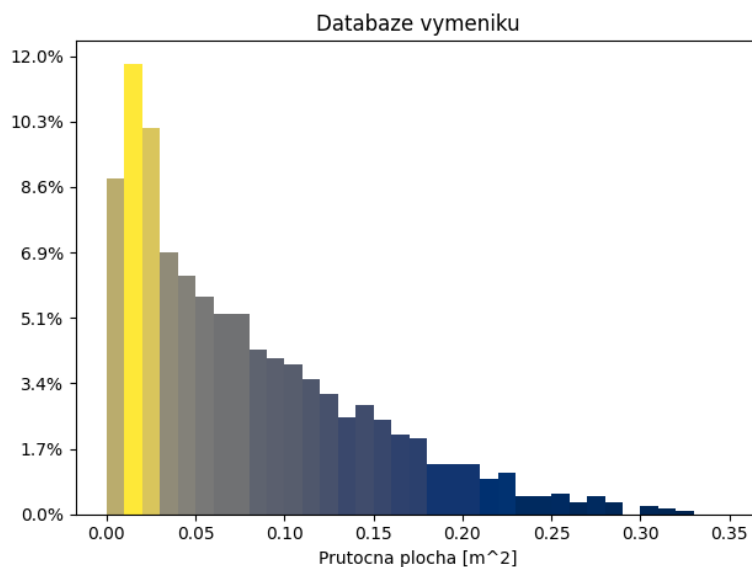
Na obrázku 6.3 je možné vidět procentuální zastoupení jednotlivých teplosměnných ploch mezi výměníky. Z grafu lze vyčíst, že okolo 35 % zaujímají výměníky s teplosměnnou plochou do 50 m^2 , 20 % výměníky mezi 50 a 100 m^2 a dalších 32 % je rozloženo mezi 100 až 300 m^2 . Zbýlých 13 % se nachází nad teplosměnnou plochou 300 m^2 . V grafu tyto výměníky nebyly zobrazeny z důvodu malé četnosti, ale v programu uvažovány jsou. Lze usoudit, že uživatel má největší možnost výběru mezi výměníky s teplosměnnou plochou do 100 m^2 . Program by měl být tedy primárně používán k návrhu těchto výměníků.



Obrázek 6.3: Procentuální zastoupení teplosměnných ploch mezi výměníky

Na obrázku 6.4 je možné vidět procentuální zastoupení jednotlivých průtočných ploch mezi výměníky. Z grafu lze vyčíst, že téměř 44 % zaujímají výměníky s průtočnou plochou do 0.05 m^2 a dalších 24 % do 0.1 m^2 . Zbýlých 32 % náleží výměníkům o průtočném průřezu 0.1 až 0.35 m^2 . Více než dvě třetiny výměníků má průtočnou plochu do 0.1 m^2 , a proto by měl být program používán převážně v této oblasti působení.

6.3. OKRAJOVÉ PODMÍNKY



Obrázek 6.4: Procentuální zastoupení průtočných ploch mezi výměníky

6.3. Okrajové podmínky

Vzhledem k různorodosti databáze výměníků, jak bylo ukázáno v kapitole 6.2, musí být ve výpočtovém programu stanoveny okrajové podmínky. Některé okrajové podmínky budou nastaveny samotným uživatelem. Jedná se o:

- povolené tlakové ztráty
- maximální šířka výměníku
- maximální délka výměníku

Výměníky, které nebudou splňovat tyto podmínky, budou vyřazeny z výpočtu a nebudou uživateli doporučeny. Ostatní okrajové podmínky byly zvoleny na základě literatury [1, 5, 8].

6.3.1. Minimální a maximální rychlosti

Trubkový prostor

Rychlost média v trubkovém prostoru musí být v rozmezí 0.3 až 2.4 m/s pro kapaliny a v rozmezí 10 až 30 m/s pro plyny. Při jiných rychlostech výměník nebude uživateli doporučen.

Mezitrubkový prostor

Rychlost média v mezitrubkovém prostoru se musí nacházet v rozmezí 0.2 až 1.5 m/s pro kapaliny a v rozmezí 5 až 15 m/s pro plyny. Při jiných rychlostech výměník nebude uživateli doporučen.

6.3.2. Skutečný výkon

Skutečný výkon výměníku bývá z důvodu zaslepování trubek a zanášení předimenzován až o 10 %. Program doporučí uživateli výměníky, které splňují požadovaný výkon nebo výkon překračují do 10 %. Ostatní výměníky nebudou doporučeny.

6.4. Python

Jako programovací jazyk pro tvorbu uživatelského prostředí a samotný výpočet byl použit jazyk Python. Python nabízí objektově orientované programování a velké množství knihoven umožňující snadné řešení úloh z řady oblastí. Knihovny, které byly použity ve výpočtovém programu, jsou:

- **PyQt5** je knihovna jazyka Python, která umožňuje tvorbu uživatelského prostředí.
- **CoolProp** je volně přístupná databáze prvků, látek, chladiv a jejich vlastností.
- **Matplotlib** umožňuje tvorbu grafů.

Na obrázku 6.5 je možné vidět ukázkou programu.

```

113 # -----TRUBKOVY PROSTOR-----
114 b1 = 0.866 if self.rest['Uhel'] == 30 else 1
115 n_tr = math.floor((math.pi * (DS-heat_exchanger['d_out']**2)/(4*heat_exchanger['t_t']**2*b1)) # ULOZIT PARAMETER
116 w_tube = self.tube.prutok / ((math.pi * d_in**2) / 4 * self.tube.rho * n_tr) # ULOZIT PARAMETER
117 if op == True:
118     if self.tube.phase == 'liquid':
119         if w_tube < 0.3 or w_tube > 2.4:
120             raise Exception('Tube')
121
122     elif self.tube.phase == 'gas':
123         if w_tube < 10 or w_tube > 30:
124             raise Exception('Tube')
125
126 nu_tube = self.tube.eta / self.tube.rho
127 Re_tube = w_tube * d_in / nu_tube
128 Pr_tube = self.tube.eta * self.tube.cp / self.tube.lamb
129 if self.tube.t1 > self.tube.t2:
130     Nuss_tube = 0.023 * Re_tube ** 0.8 * Pr_tube ** 0.3
131 else:
132     Nuss_tube = 0.023 * Re_tube ** 0.8 * Pr_tube ** 0.4
133
134 alpha_tube = Nuss_tube * self.tube.lamb / d_in
135 # -----

```

Obrázek 6.5: Ukázka výpočtové části programu

Celý program je rozdělen do jednotlivých menších souborů, které jsou:

- **heat_exchanger.py** je hlavní část programu, která volá uživatelské prostředí a jednotlivé funkce (cca 250 řádků kódu)
- **heat_exchanger_ui.py** obsahuje základní podobu uživatelského prostředí (cca 100 řádků kódu)
- **heat_exchanger_inputs.py** obsahuje databázi parametrů výměníků a parametry pro uživatelské prostředí (cca 330 řádků kódu)
- **heat_exchanger_calc.py** obsahuje výpočetní část návrhu výměníku (cca 450 řádků kódu)
- **Medium.py** obsahuje výpočetní část vlastností média (cca 200 řádků kódu)

6.5. Uživatelské prostředí

Podobu uživatelského prostředí programu je možné vidět na obrázku 6.6. Jednotlivé části uživatelského prostředí jsou popsány níže.

The screenshot shows the 'Heat exchanger design' software interface. It is divided into three main sections, each with its own set of input fields:

- Section 1: Trubkový prostor** (Tube space). Inputs include: M [kg/hod]: 36000, T1 [K]: 318.15, T2 [K]: 0, P [kPa]: 100, Rf [K*m²/W]: 0.0001. Below these are two columns: MEDIUM (H2O) and PROCENTA (100).
- Section 2: Mezitrubkový prostor** (Inter-tube space). Inputs include: M [kg/hod]: 10692, T1 [K]: 383.15, T2 [K]: 0, P [kPa]: 200, Rf [K*m²/W]: 0.0001. Below these are two columns: MEDIUM (H2O) and PROCENTA (100).
- Section 3: Ostatní** (Other). Inputs include: Q [kW]: 500, Uhel [deg]: 30, MaxL [m]: 7, MaxD [m]: 1.2, MaxP [kPa]: 50.

A 'CALCULATE' button is located in the bottom right corner. A large empty area at the bottom is labeled '5'.

Obrázek 6.6: Uživatelské prostředí

1, 2 - Tyto části uživatelského prostředí slouží k zadání vstupních parametrů o médiích pro trubkový a mezitrubkový prostor viz kapitola 6.1. Jedná se o parametry:

- M [kg/hod] - Průtok v kilogramech za hodinu
- T1 [K] - Vstupní teplota v kelvinech
- T2 [K] - Výstupní teplota v kelvinech
- P [kPa] - Pracovní tlak v kilopascalech
- Rf [K*m²/W] - Koeficient zanášení
- Medium - chemické označení média
- Procenta - procentuální zastoupení média

3 - Tato část uživatelského prostředí slouží k zadání ostatních vstupních parametrů vztahujících se k samotnému výměníku. Jedná se o parametry:

- Q [kW] - Požadovaný výkon výměníku v kilowattech
- U_{hel} [deg] - Úhel rozložení trubek výměníku ve stupních (30° , 45° , 60° , 90°)
- $MaxL$ [m] - Maximální délka výměníku v metrech
- $MaxD$ [m] - Maximální průměr výměníku v metrech
- $MaxP$ [kPa] - Maximální tlaková ztráta výměníku v kilopascalech

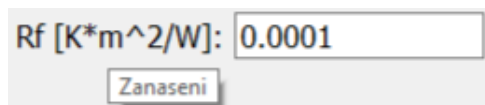
4 - Tato část uživatelského prostředí obsahuje tlačítko s nápisem Calculate. Po zadání vstupních parametrů a stisknutí tlačítka Calculate bude zahájen výpočet.

5 - V této části uživatelského prostředí budou vypsány parametry o výměnících tepla, které splnili požadavky zadané v části **3** a okrajové podmínky zmíněné v kapitole 6.3. Vyhovující výměníky lze rovněž seřadit podle jednotlivých parametrů. Vypsané parametry jsou:

- $DN[-]$ - Jmenovitá světlost pláště
- $d_{out}[mm]$ - Vnější průměr trubky v metrech
- $tl_{trub}[mm]$ - Tloušťka stěny trubky v metrech
- $roztec_{trub}[mm]$ - Rozteč trubek v metrech
- $delka[mm]$ - Délka trubek v metrech
- $roztec_{prep}[mm]$ - Rozteč přepážek v metrech
- $vyska_{prep}[mm]$ - Výška přepážek v metrech
- $tl_{prep}[mm]$ - Tloušťka přepážek v metrech
- $pocet_{prep}[-]$ - Počet přepážek
- $pocet_{trub}[-]$ - Počet trubek
- $TP[m/s]$ - Rychlost média v trubkovém prostoru v metrech za sekundu
- $MZP[m/s]$ - Rychlost média v mezitrubkovém prostoru v metrech za sekundu
- $vykon$ [W] - Skutečný výkon výměníku ve wattech
- $tlak_{ztraty}$ [Pa] - Tlakové ztráty výměníku v kilopascalech
- $hmotnost[kg]$ - Hmotnost výměníku v kilogramech

6.6. POROVNÁNÍ S KOMERČNÍM SOFTWAREM

V uživatelském prostředí je rovněž implementována malá nápověda pro objasnění jednotlivých parametrů. Podobu nápovědy je možné vidět na obrázku 6.7.



Obrázek 6.7: Nápověda

6.6. Porovnání s komerčním softwarem

Jeden z cílů této diplomové práce je ověření správnosti výpočtového programu. Toho bude docíleno porovnáním výpočtového programu s komerčním softwarem HTRI.

6.6.1. Vstupní parametry

Z důvodu absence vstupních parametrů v zadání práce byly, po konzultaci s vedoucím, zvoleny parametry z bakalářské práce [6]. Vstupní parametry je možné vidět v tabulce 6.3. Vstupní parametry byly převedeny do jednotek odpovídajícím výpočtovému programu. V bakalářské práci nebylo uvažováno se zanašením výměníku a nebyly ani uvedeny omezení pro rozměry výměníku. Z tohoto důvodu s nimi nebude uvažováno ani ve výpočtovém programu.

| Parametry | Trubkový prostor | Mezitrubkový prostor |
|-----------------|------------------|----------------------|
| Průtok | 10 kg/s | 2.97 kg/s |
| Vstupní teplota | 45 °C | 110 °C |
| Tlak | 100 kPa | 200 kPa |
| Médium | H2O | H2O |
| % | 100 | 100 |
| Výkon | 500 kW | |
| Úhel | 30° | |

Tabulka 6.3: Vstupní parametry

6.6.2. Výsledky

Po zadání vstupních parametrů a zahájení výpočtu pomocí tlačítka Calculate, bylo programem doporučeno 64 výměníků tepla. Výsledná teplota v trubkovém prostoru byla programem určena na 330.11 K (56.96 °C) a v mezitrubkovém prostoru na 343.12 K (69.97 °C). Podobu uživatelského prostředí s výsledky je možné vidět na obrázku 6.8.

The screenshot shows the 'Heat exchanger design' software interface. It is divided into three main sections: 'Trubkový prostor' (Tube space), 'Mezitrubkový prostor' (Inter-tube space), and 'Ostatní' (Other). Each section contains input fields for various parameters. Below these sections is a 'CALCULATE' button. At the bottom, there is a table with 8 rows and 8 columns, providing detailed specifications for the recommended heat exchangers.

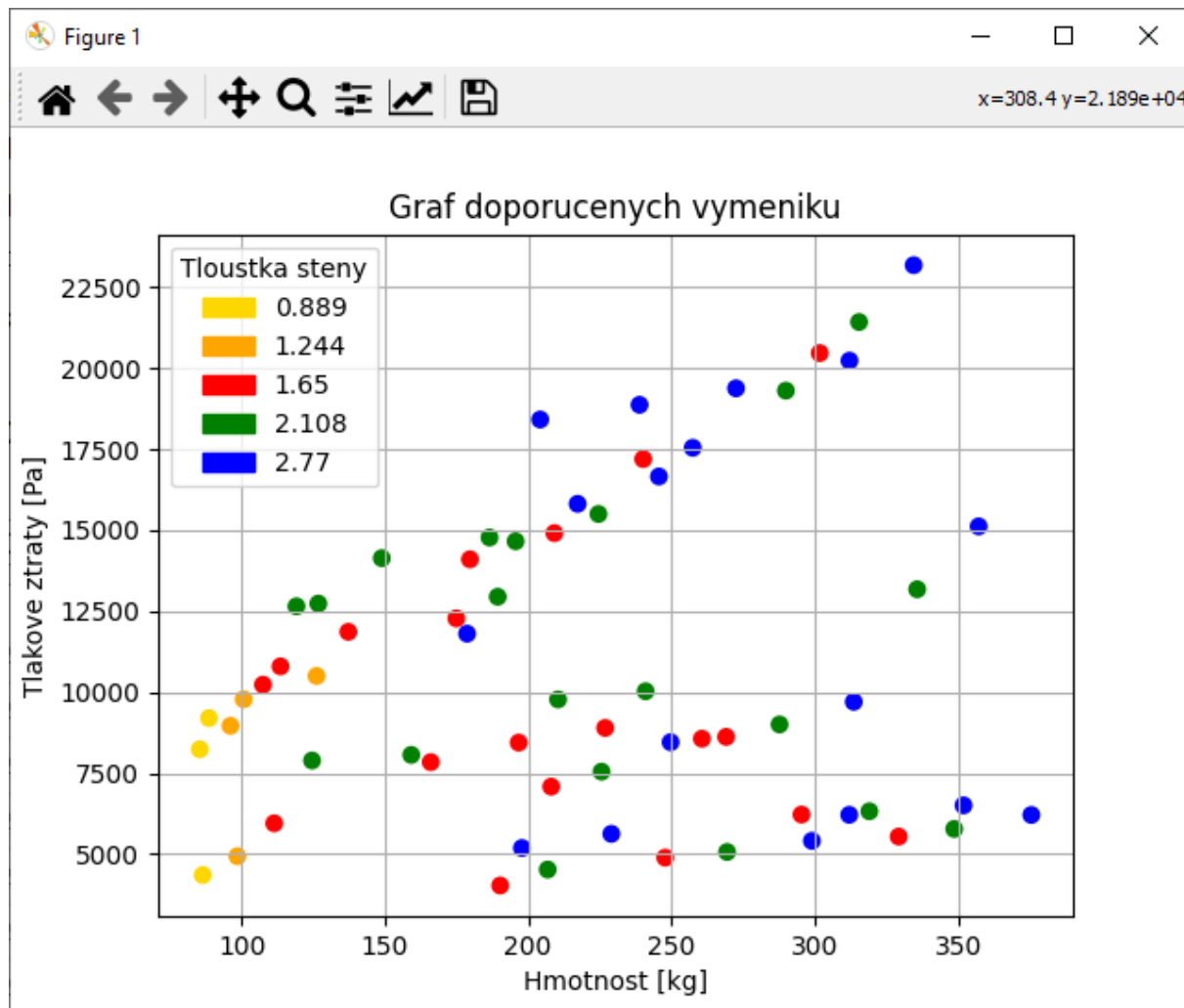
| | DN[-] | d_out[mm] | tl_trub[mm] | roztec_trub[mm] | delka[mm] | roztec_prep[mm] | vyska_prej |
|---|-------|-----------|-------------|-----------------|-----------|-----------------|------------|
| 1 | 200 | 12,7 | 0,889 | 15,88 | 1219,2 | 62,03 | 162,11 |
| 2 | 200 | 12,7 | 0,889 | 15,88 | 1219,2 | 108,55 | 162,11 |
| 3 | 200 | 12,7 | 0,889 | 16,89 | 1219,2 | 62,03 | 162,11 |
| 4 | 200 | 12,7 | 1,244 | 15,88 | 1219,2 | 62,03 | 162,11 |
| 5 | 200 | 12,7 | 1,244 | 15,88 | 1219,2 | 108,55 | 162,11 |
| 6 | 200 | 12,7 | 1,244 | 16,89 | 1219,2 | 62,03 | 162,11 |
| 7 | 200 | 12,7 | 1,65 | 15,88 | 1219,2 | 62,03 | 162,11 |
| 8 | 200 | 12,7 | 1,65 | 15,88 | 1219,2 | 108,55 | 162,11 |

Obrázek 6.8: Uživatelské prostředí - výsledky

Doporučené výměníky tepla byly ze 78 % tvořeny výměníky o jmenovité světlosti DN = 200 a ze zbývajících 22 % výměníky o jmenovité světlosti DN = 250. Tlakové ztráty jednotlivých výměníků se pohybují mezi 4 kPa až 23.2 kPa. Nejmenší hmotnost dosažena výměníkem bylo 85 kg a nejtěžší výměník měl hmotnost 375 kg.

6.6. POROVNÁNÍ S KOMERČNÍM SOFTWAREM

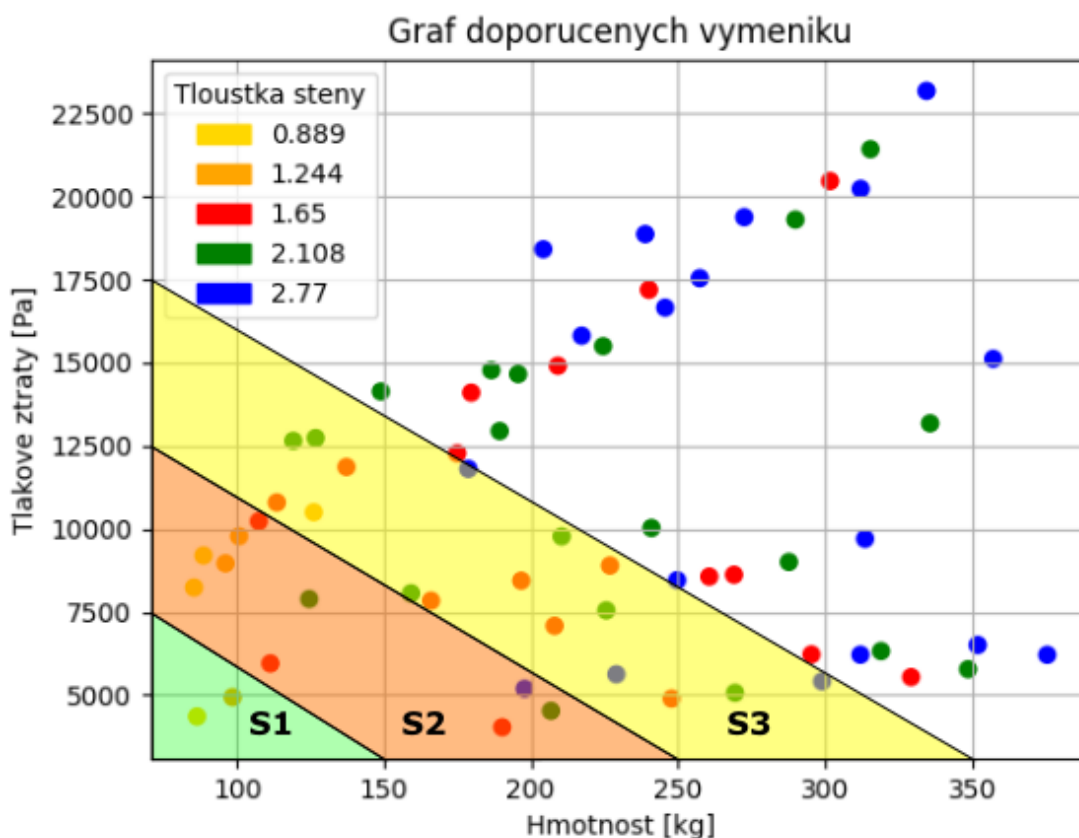
Součástí výsledku je i zaznačení doporučených výměníků tepla do grafu. Graf je možné vidět na obrázku 6.9, kde na vodorovné ose je vyjádřena hmotnost výměníku v kilogramech a na svislé ose je znázorněna tlaková ztráta v pascálech. Každý výměník tepla je v grafu zaznamenán jako tečka. V grafu je rovněž uvedena legenda, která pomocí barev popisuje tloušťku stěny trubky.



Obrázek 6.9: Graf doporučených výměníků

6.6.3. Vyhodnocení výsledků

Dle kapitoly 2.2 jsou hlavní požadavky na výměníky tepla nízká cena, hmotnost a nízké tlakové ztráty. Na grafu 6.9 těmto požadavkům nejvíce odpovídají výměníky tepla blíží se nulovým hodnotám na vodorovné a svislé ose. Jednotlivé požadavky mohou mít vyšší důležitost než ostatní a v tom případě může být upřednostněn jiný výměník tepla než za běžných podmínek. Na grafu 6.10 je možné vidět rozdělení grafu na několik oblastí v případě stejné důležitosti hmotnosti a tlakových ztrát. Oblasti jsou pro přehlednost označeny **S1** - **S3**.



Obrázek 6.10: Graf oblastí doporučených výměníků

Preferované výměníky tepla se nachází v oblasti označené jako **S1**. Pokud na výměník nejsou kladeny specifické požadavky, je doporučeno vybírat z této oblasti. Jedná se o výměníky s nejmenší hmotností a s nejnižšími tlakovými ztrátami, které vyhovují zadání uživatele. Ovšem ne vždy je možné vybírat z této oblasti. Důvodem mohou být požadavky na výměník, jako například dosažení nejmenší tlakové ztráty bez ohledu na hmotnost, minimální tloušťka stěny trubek z důvodu tlaku, nebo minimální rozteč z důvodu čištění. V tomto případě je nutné vybírat i z oblastí **S2** a **S3**. Nelze tedy generalizovat, který výměník použít ve všech případech nehledě na požadavky.

V bakalářské práci [6] žádné zvláštní požadavky na výměník kladeny nejsou. Obecným požadavkům bude tedy kladena stejná váha. V tomto případě bude doporučen výměník tepla o nejnižších tlakových ztrátách a nejnižší hmotnosti. Tento výměník bude následně porovnán s komerčním softwarem HTRI v kapitole 6.6.4.

6.6.4. Program HTRI

Pro porovnání výpočtového programu s komerčním programem HTRI byl vybrán výměník, který byl doporučen programem v předchozí kapitole. Jedná se o výměník s nejnižší hmotností z doporučených výměníků tepla a jeho parametry je možné nalézt na obrázku 6.4.

| Parametry | Hodnoty |
|-----------------|---------|
| DN[-] | 200 |
| d_out[mm] | 12,7 |
| tl_trub[mm] | 0,889 |
| roztec_trub[mm] | 15,875 |
| delka[mm] | 1219,2 |
| roztec_prep[mm] | 108,55 |
| vyska_prep[mm] | 162,11 |
| tl_prep[mm] | 4 |
| pocet_prep[-] | 8 |
| počet_trub[-] | 112 |

Tabulka 6.4: Parametry výměníku

Tyto parametry společně se vstupními parametry z kapitoly 6.6.1 byly zadány do komerčního programu HTRI a výměník byl následně programem vyhodnocen. Výsledky programu je možné nalézt v přílohách. Teplosměnná plocha výměníku tepla je dle programu předimenzována o 2,87 %. Tato odchylka od požadované teplosměnné plochy je vzhledem k možnému zanášení trubek, zaslepování trubek a dalších faktorů akceptovatelná. Datasheet výměníku tepla je rovněž možné nalézt v přílohách.

7. Parametrická studie

Jeden z cílů této práce je realizovat parametrickou studii výměníků tepla. Parametrická studie bude provedena na parametrech:

- Výška přepážek
- Rozteč přepážek
- Rozteč trubek
- Tloušťka stěny trubky

U všech parametrických studií bude pozorován vliv parametrizace na výkon a tlakové ztráty výměníku tepla. Jako výchozí bod pro každou parametrickou studii bude použit výměník tepla z předchozí kapitoly. Údaje o výměníku je možné nalézt na obrázku 6.4.

7.1. Výška přepážek

Tato parametrická studie se věnuje výšce přepážek a jejímu vlivu na tlakové ztráty a výkon výměníku tepla. Výška přepážky bude stanovena jako procentuální část celkového vnitřního průměru pláště. Minimální výška přepážky je rovna 51 % vnitřního průměru, a proto byl výchozí bod zvolen na 55 % vnitřního průměru pláště. Krok mezi jednotlivými body parametrizace byl stanoven na 2,5 % a to až do hodnoty 90 %. Tabulku s parametry je možné vidět v tabulce 7.1.

| Krok | Procentuální část vnitřního průměru výměníku [%] | Výška přepážky [mm] |
|------|--|---------------------|
| 0 | 55 | 111,45 |
| 1 | 57,5 | 116,52 |
| 2 | 60 | 121,59 |
| 3 | 62,5 | 126,65 |
| 4 | 65 | 131,72 |
| 5 | 67,5 | 136,78 |
| 6 | 70 | 141,85 |
| 7 | 72,5 | 146,92 |
| 8 | 75 | 151,98 |
| 9 | 77,5 | 157,05 |
| 10 | 80 | 162,11 |
| 11 | 82,5 | 167,18 |
| 12 | 85 | 172,25 |
| 13 | 87,5 | 177,31 |
| 14 | 90 | 182,38 |

Tabulka 7.1: Parametrizace výšky přepážek

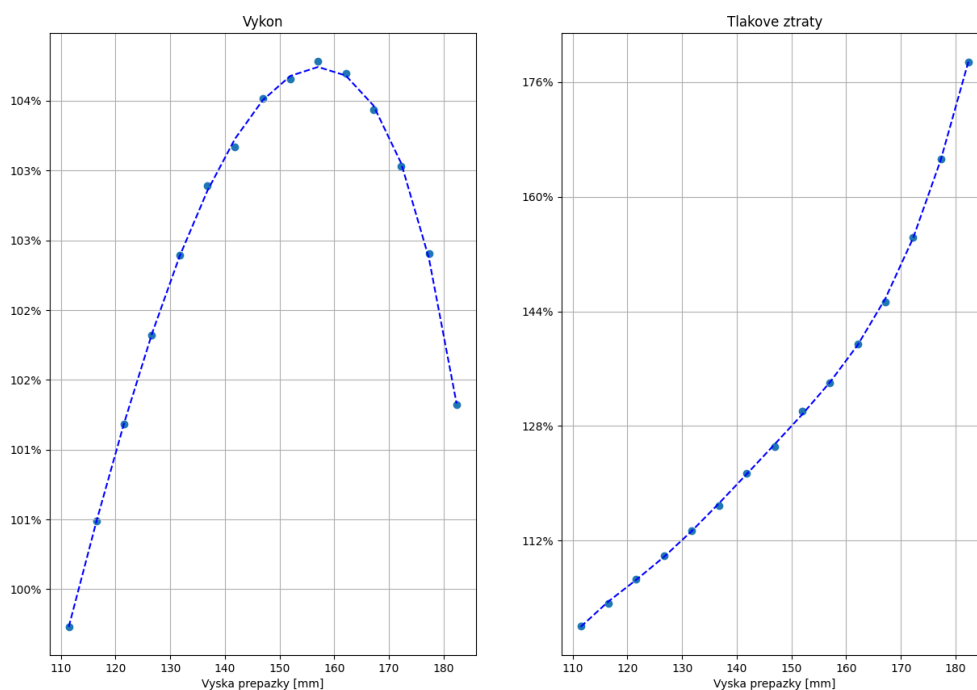
Průběh výkonu a tlakové ztráty je zobrazen na obrázku 7.1. U výkonové části grafu lze vidět prudkou rostoucí tendenci již od počátečního bodu grafu. Tento trend pokračuje až do hodnot mezi 75 až 80 % vnitřního průměru pláště, kde vzniká maximum. Výkon se u těchto hodnot zvýšil o 4-5 % oproti počáteční hodnotě výkonu. Při dalším zvětšování

7.2. ROZTEČ PŘEPÁŽEK

velikosti přepážky je možné vidět pokles výkonu. To je pravděpodobně způsobeno nedostatečnou průtočnou plochou v mezitrubkovém prostoru a navýšení množství obtokových a zkratových proudů.

U grafu s tlakovými ztrátami je možné vidět exponenciální nárůst od prvního bodu grafu. Tato tendence pokračuje až do posledního bodu parametrizace. Oproti počátečnímu bodu grafu se tlakové ztráty v posledním bodě zvýšily o 80 %. Zvyšování tlakových ztrát je způsobeno zmenšováním průtočného průřezu a delší trajektorií proudu.

Pro dosažení maximálního výkonu je doporučeno použít výšku přepážky 75 až 80 % vnitřního průměru pláště. Při vyšších hodnotách výkon klesá a tlakové ztráty rostou. Při použití této výšky přepážek se tlakové ztráty zvýší o 35 % oproti počáteční hodnotě. Tyto hodnoty byly očekávány, neboť v literatuře [5] jsou doporučené obdobné hodnoty.



Obrázek 7.1: Průběh výkonu a tlakové ztráty při parametrizaci výšky přepážek

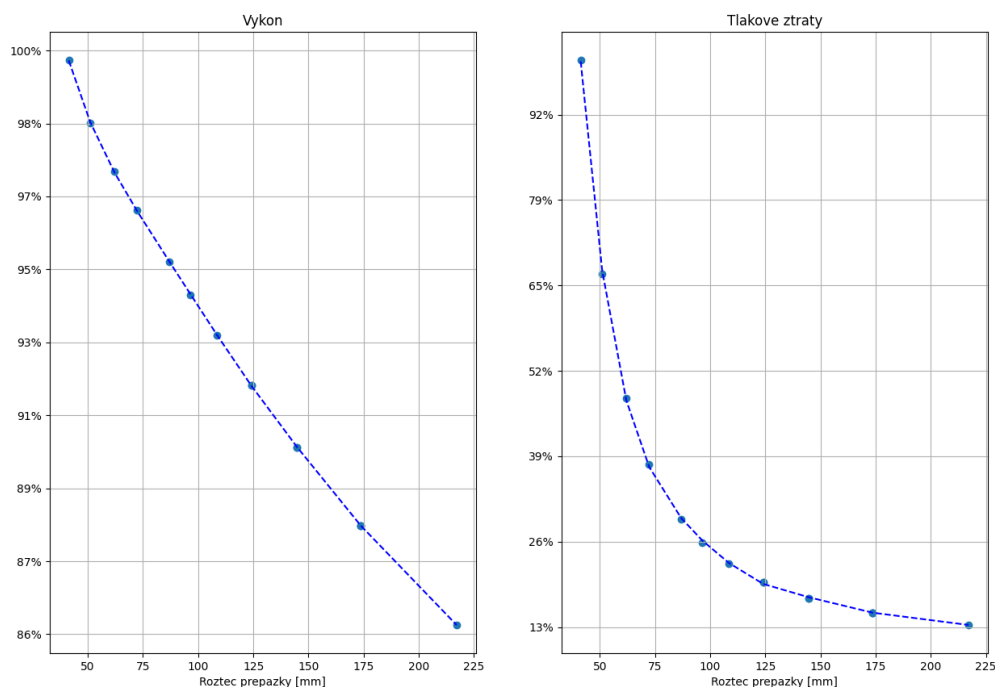
7.2. Rozteč přepážek

Tato parametrická studie se zabývá výkonem a tlakovou ztrátou výměníku tepla způsobenou roztečí přepážek. Rozteč přepážek je stanovena jako procentuální část z vnitřního průměru pláště. Vnitřní průměr pláště je roven 202.642 mm. Výchozí bod parametrizace je stanoven na 20 % vnitřního průměru pláště. Krok parametrizace je roven 5 % a poslední hodnota je rovna 90 %. Tabulku s parametry je možné vidět níže.

| Krok | Procentuální část vůči vnitřnímu průměru výměníku [%] | Rozteč přepážek [mm] |
|------|---|-------------------------|
| 0 | 20 | 40,53 |
| 1 | 25 | 50,66 |
| 2 | 30 | 60,79 |
| 3 | 35 | 70,92 |
| 4 | 40 | 81,06 |
| 5 | 45 | 91,19 |
| 6 | 50 | 101,32 |
| 7 | 55 | 111,45 |
| 8 | 60 | 121,59 |
| 9 | 65 | 131,72 |
| 10 | 70 | 141,85 |
| 11 | 75 | 151,98 |
| 12 | 80 | 162,11 |
| 13 | 85 | 172,25 |
| 14 | 90 | 182,38 |

Tabulka 7.2: Parametrizace rozteče přepážek

Průběh výkonu a tlakové ztráty je možné vidět na obrázku 7.2. U průběhu výkonu je zřejmý stabilní pokles během celé parametrizace. Při každém zvětšení roztečí o 5 % dochází ke ztrátě výkonu o 1 až 2 %. Větší rozteče přepážek způsobují kratší trajektorii proudu v mezitrubkovém prostoru. Toto má za následek snížení součinitele prostupu tepla a tím i ztrátu na výkonu.



Obrázek 7.2: Průběh výkonu a tlakové ztráty při parametrizaci rozteče přepážek

7.3. ROZTEČ TRUBEK

Průběh tlakových ztrát má charakter klesající exponenciální funkce. K největšímu poklesu tlakových ztrát dochází mezi nultým a prvním krokem parametrizace. Tlakové ztráty na tom to úseku se sníží o 33 %. Mezi prvním a druhým krokem parametrizace tlakové ztráty poklesnou o dalších 19 %. Poslední bod parametrizace dosáhl poklesu tlakových ztrát o 86 % oproti výchozímu bodu. Při zvětšování roztečí přepážek dochází k menším turbulencím a rovněž se zkracuje trajektorie proudu. Oba tyto faktory mají za následek snižování tlakových ztrát.

Optimální rozteč přepážek je mezi 30 až 50 % vzhledem k vnitřnímu průměru pláště. Při těchto hodnotách je možné dosáhnout 50 až 77% snížení tlakových ztrát vůči počátečnímu bodu. Pokles výkonu je při těchto hodnotách vzhledem k tlakovým ztrátám přijatelný. Při dalším zvětšování roztečí přepážek již nedochází ke znatelnému poklesu tlakových ztrát, a proto nejsou doporučeny.

7.3. Rozteč trubek

Tato parametrická studie se věnuje rozteči trubek a jejímu vlivu na výkon a tlakovou ztrátu výměníku. Rozteč trubek je stanovena jako procentuální část vnějšího průměru trubky. Vnější průměr trubky je roven 12.7 mm. Výchozí bod je určen jako 120 % vzhledem k vnějšímu průměru trubky. Krok parametrizace je roven 5 % a to až do hodnoty 195 %. Tabulku s parametry je možné vidět na obrázku 7.3.

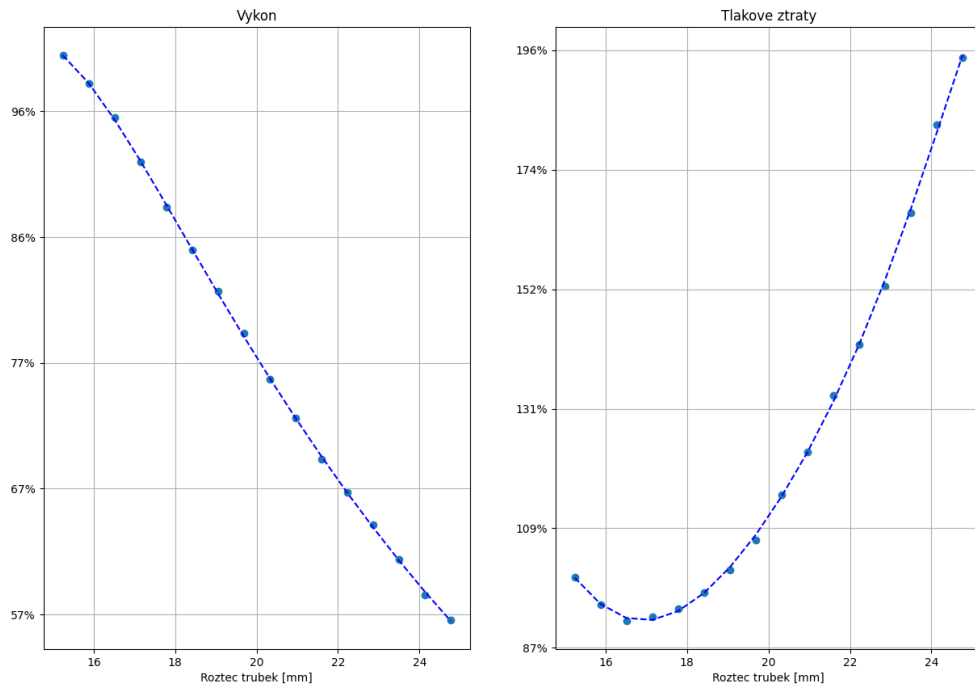
| Krok | Procentuální část vůči vnějšímu průměru trubky [%] | Rozteč trubek [mm] |
|------|---|-----------------------|
| 0 | 120 | 15,240 |
| 1 | 125 | 15,875 |
| 2 | 130 | 16,510 |
| 3 | 135 | 17,145 |
| 4 | 140 | 17,780 |
| 5 | 145 | 18,415 |
| 6 | 150 | 19,050 |
| 7 | 155 | 19,685 |
| 8 | 160 | 20,320 |
| 9 | 165 | 20,955 |
| 10 | 170 | 21,590 |
| 11 | 175 | 22,225 |
| 12 | 180 | 22,860 |
| 13 | 185 | 23,495 |
| 14 | 190 | 24,130 |
| 15 | 195 | 24,765 |

Tabulka 7.3: Parametrizace rozteče trubek

Průběh výkonu a tlakové ztráty je zobrazen na obrázku 7.1. U výkonové části grafu se výkon výměníku tepla snižuje téměř lineárně v závislosti na rozteči trubek. S každým zvětšením rozteče trubek o 5 % lze pozorovat přibližně 3% ztrátu na výkonu. Pokles výkonu v závislosti na rozteči trubek byl očekáván vzhledem k úbytku trubek a tím i zmenšení teplosměnné plochy. Menší počet trubek rovněž způsobil zrychlení proudu v trubkovém prostoru a zpomalení proudu v mezitrubkovém prostoru.

U grafu s tlakovými ztrátami je možné vidět minimum grafu, které se nachází přibližně při 133 % vzhledem k vnějšímu průměru trubky. Tlakové ztráty se v bodě minima snížili

přibližně o 8 % oproti původním ztrátám. Za minimem začínají tlakové ztráty exponenciálně narůstat. Oproti původní hodnotě se tlakové ztráty v posledním bodu parametrizace zvýšily o 95 %. Zrychlení proudu v trubkovém prostoru má negativní vliv na tlakové ztráty a zpomalení proudu v mezitrubkovém prostoru má vliv pozitivní. Ze začátku převládá pozitivní vliv mezitrubkovém prostoru, a proto tlakové ztráty klesají. Dále již ale převládá negativní vliv rychlosti trubkového prostoru, a proto tlakové ztráty začínají narůstat.



Obrázek 7.3: Průběh výkonu a tlakové ztráty při parametrizaci rozteči trubek

Pro dosažení minimálních možných ztrát při přijatelném snížení výkonu výměníku tepla jsou doporučeny rozteče rovnající se 125 až 150 % vnějšího průměru trubky. Tyto hodnoty nejsou překvapivé vzhledem k doporučeným roztečím trubek, které se dle literatury [1] rovnají 125, 133 a 150 % vnějšího průměru trubek.

7.4. Tloušťka stěny trubek

Tato parametrická studie se zabývá vlivem tloušťky stěny trubky na výkon a tlakovou ztrátu výměníku tepla. Tloušťka stěny trubky bude stanovena jako procentuální část z vnějšího průměru trubky. Vnější průměr trubky je roven 12,7 mm. Výchozí hodnota je stanovena na 5 % z vnějšího průměru trubky a krok parametrizace je roven 1 %. Poslední hodnota parametrizace bude 25 % vnějšího průměru trubky. Jednotlivé parametry je možné vidět v tabulce 7.4. Vliv tloušťky stěny trubky na výkon a tlakové ztráty je možné

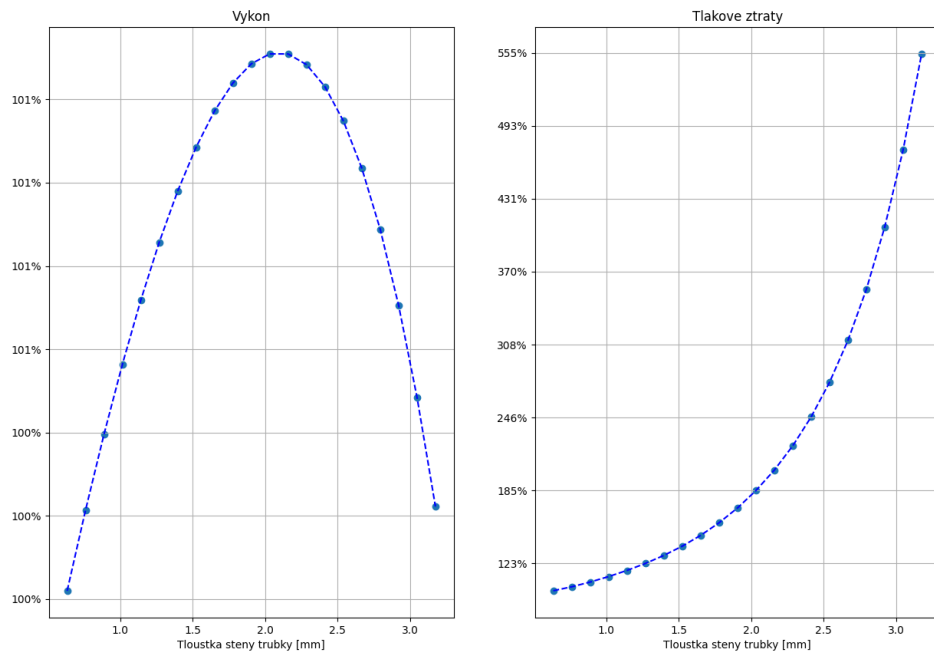
| Krok | Procentuální část vůči vnějšímu průměru trubky [%] | Tloušťka trubek [mm] |
|------|--|----------------------|
| 0 | 5 | 0,635 |
| 1 | 6 | 0,762 |
| 2 | 7 | 0,889 |
| 3 | 8 | 1,016 |
| 4 | 9 | 1,143 |
| 5 | 10 | 1,270 |
| 6 | 11 | 1,397 |
| 7 | 12 | 1,524 |
| 8 | 13 | 1,651 |
| 9 | 14 | 1,778 |
| 10 | 15 | 1,905 |
| 11 | 16 | 2,032 |
| 12 | 17 | 2,159 |
| 13 | 18 | 2,286 |
| 14 | 19 | 2,413 |
| 15 | 20 | 2,540 |
| 16 | 21 | 2,667 |
| 17 | 22 | 2,794 |
| 18 | 23 | 2,921 |
| 19 | 24 | 3,048 |
| 20 | 25 | 3,175 |

Tabulka 7.4: Parametrizace tloušťky stěny

pozorovat na obrázku 7.4. U grafu závislosti tloušťky stěny trubky na výkon si je možné všimnout nárůstu výkonu až do maxima, které se pohybuje mezi 16 až 17 procenty vnějšího průměru trubky. Nárůst výkonu je ovšem téměř zanedbatelný a pohybuje se okolo 1 %. Zvětšování tloušťky trubky má negativní vliv na součinitele prostupu tepla z důvodu nepřímé úměry. Zvětšování tloušťky trubky ovšem rovněž způsobuje zrychlení proudu v trubce, což má pozitivní vliv na součinitele prostupu tepla.

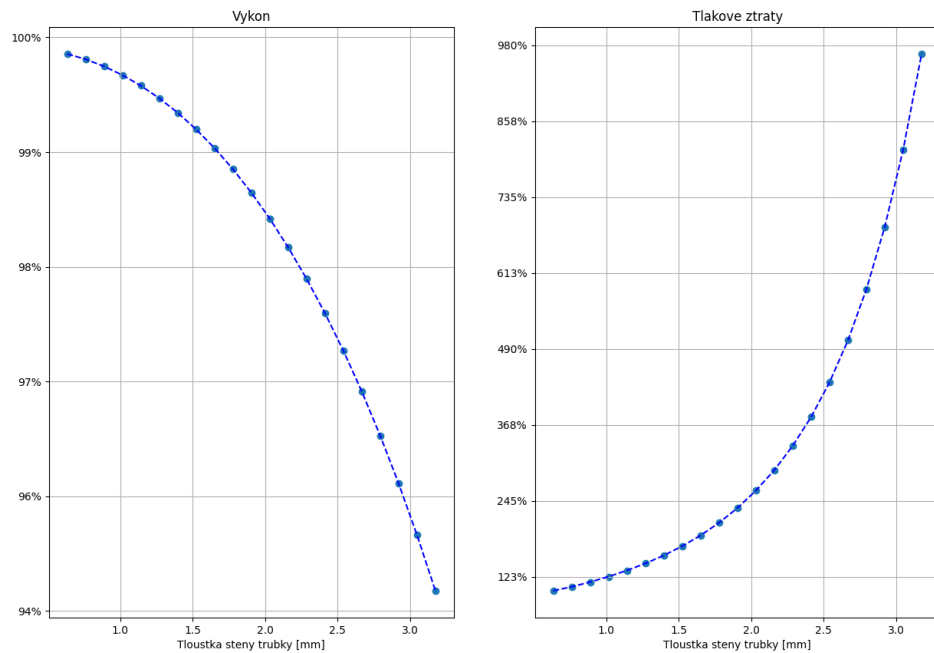
Průběh tlakových ztrát v závislosti na tloušťce stěny trubky má exponenciální charakter. Do tloušťky stěny 1,651 mm je růst ztrát v řádu jednotek procent. Dále je nárůst v řádu desítek až téměř stovek procent. Tlakové ztráty posledního bodu parametrizace jsou o 450 % větší než výchozího bodu parametrizace. S rostoucí tloušťkou stěny trubky se snižuje průtočný průřez výměníku tepla v trubkovém prostoru. To vede k vyšším rychlostem média a větší tlakovým ztrátám.

Průběh výkonu výměníku byl překvapivý. Předpoklad byl, že negativní vliv tlustší stěny na součinitel prostupu tepla bude převažovat nad pozitivním vlivem rychlosti média v trubce. Graf 7.4 ukazuje, že v tomto případě pozitivní vliv rychlosti média v trubce převládá. Pro porovnání a potvrzení správnosti úvahy, byla provedena další studie, která se



Obrázek 7.4: Průběh výkonu a tlakové ztráty

zabývala výměníky s větší roztečí trubek. Větší rozteč způsobí menší počet trubek a větší rychlost ve výchozím bodu. Průběh výkonu a tlakových ztrát u upraveného výměníku je možné vidět na obrázku 7.5. Průběh výkonu se oproti předchozímu grafu (obr.7.4) značně



Obrázek 7.5: Průběh výkonu a tlakové ztráty

7.4. TLOUŠŤKA STĚNY TRUBEK

liší. Výkon výměníku s rostoucí tloušťkou stěny trubky klesá. Pokles výkonu posledního bodu parametrizace je asi 5% oproti výchozímu bodu.

Průběh tlakových ztrát je velice podobný s předchozím grafem. Rozdílem je tendence růstu, která je daleko větší. Poslední hodnota parametrizace je o 867 % větší než původního bodu parametrizace. Tento nárůst je téměř dvojnásobný než v případě s menší roztečí trubek (obr. 7.4).

Druhá studie již předpoklady potvrdila. Negativní vliv tlustší stěny převládá nad pozitivním vlivem větší rychlosti média v trubce a výkon pouze klesal. Tlakové ztráty ve druhé studii byly také ovlivněny a jejich růst byl daleké intenzivnější než v první studii.

Ze studie vyplývá, že výměníky tepla s médii o nižších rychlostech tedy nejsou tolik ovlivněny tloušťkou stěny jako výměníky s médii o vyšších rychlostech. Vzhledem k tlakovým ztrátám by měla být tloušťka stěny v obou případech snížena na minimum. Nárůst tlakových ztrát je velmi značný. U výběru minimální tloušťky stěny jsme ovšem velice často omezeni pracovním tlakem, požadavky na pevnost a také abrazi.

8. Závěr

Tato práce se zabývala trubkovými výměníky tepla a návrhem programu pro jejich výpočet. Pomocí výpočetního programu byla následně provedena parametrická studie.

V první části diplomové práce bylo uvedeno základní rozdělení a požadavky na výměníky tepla. V kapitole 3 byly ukázány různé konstrukce trubkových výměníků tepla a byly představeny charakteristické rozměry trubek, přepážek a pláště.

Kapitoly 4 a 5 se věnovaly výpočetní části pro návrh výměníku tepla. Byly zde vypsány rovnice pro výpočet fyzikálních vlastností médií, součinitelů přestupu tepla v trubkovém a mezitrubkovém prostoru a tlakových ztrát.

Další kapitola se zabírala samotným programem. Program je určen pro návrh jednoduchých protiproudých výměníku tepla bez změny fáze se segmentovými přepážkami. Byly představeny užité výpočtové metody a algoritmus řešení. Dále byly stanoveny vstupní a výstupní parametry aplikace a okrajové podmínky. Rovněž je uvedena databáze výměníků tepla, se kterou program pracuje. Každý výměník v databázi je složen z kombinace několika parametrů a každý výměníky se mezi sebou liší alespoň v jednom z nich. Výpočtový program byl tvořen v programovacím jazyce Python, který byl použit pro tvorbu uživatelského prostředí a veškerých funkcionalit. Pro ověření správnosti výsledků byl program porovnán s komerčním softwarem pro návrh výměníku tepla HTRI. Jako vstupní údaje posloužili parametry z bakalářské práce [6]. Při porovnání bylo programem doporučeno 64 výměníků tepla z nichž byl jeden vybrán a porovnán s programem HTRI. Bylo zjištěno, že výměník je předimenzován o 2,87 %. Výměníky tepla bývají často předimenzovány o 5 - 10 % z důvodu zaslepování trubek a zanášení, proto se tato chyba jeví jako přijatelná.

V poslední kapitole byly za pomoci výpočtového programu provedeny čtyři parametrické studie. Parametrické studie se zabývaly výškou přepážek, roztečí přepážek, roztečí trubek a tloušťkou stěny trubek. V parametrické studii byl sledován vliv na výkon a tlakovou ztrátu výměníku tepla změnou jednotlivých parametrů.

Výška přepážek byla v parametrické studii stanovena jako procentuální část vnitřního průměru pláště. Při zvětšování výšky přepážky dochází ke zmenšování průtočné plochy v mezitrubkovém prostoru a tudíž ke zvýšení rychlosti média. To vede k růstu součinitele přestupu tepla a tlakových ztrát. V parametrické studii po překročení hranice 80 % vnitřního průměru pláště došlo k poklesu výkonu výměníku. To bylo pravděpodobně způsobeno nedostatečnou průtočnou plochou a nárůstem obtokových a zkratových proudů. V této studii bylo určena optimální výška přepážky na 75-80 % vnitřního průměru pláště. U těchto hodnot je dosaženo maximálního výkonu při přijatelném nárůstu tlakových ztrát. Tyto hodnoty byly očekávány vzhledem k literatuře [5].

Rozteč přepážek v parametrické studii byla stanovena jako procentuální část vnitřního průměru pláště. Při zvětšování rozteče přepážek se zkracuje trajektorie proudu v mezitrubkovém prostoru a to způsobuje snížení součinitele přestupu tepla a výkonu. Zvětšování rozteče rovněž snižuje turbulence a zkratové proudy, což vede ke snížení tlakových ztrát. V parametrické studii se tlakové ztráty snižovaly exponenciálně a největší pokles byl zaznamenán do hodnoty 50 % vnitřního průměru pláště. Z tohoto důvodu se jako nejvhodnější řešení jeví rozteč přepážek mezi 30 až 50 % vzhledem k vnitřnímu průměru pláště. Při těchto hodnotách dochází k mírnému poklesu výkonu při výrazném snížení tlakových ztrát.

Rozteč trubek v parametrické studii byla stanovena jako procentuální část vůči vnějšímu průměru trubek. Při zvětšování rozteče přepážek dochází ke snížení počtu trubek a tudíž ke snížení teplosměnné plochy a výkonu výměníku. Snížení počtu trubek mělo za následek zvýšení rychlosti média v trubkovém prostoru a snížení rychlosti média v mezitrubkovém prostoru. Z tohoto důvodu tlakové ztráty z počátku parametrické studie klesaly, ale po překročení hranice 133 % začaly exponenciálně narůstat. Pro dosažení minimálních ztrát při přijatelném snížení výkonu výměníku jsou doporučeny hodnoty rozteče trubek mezi 125 až 150 % vůči vnějšímu průměru trubek. Tyto hodnoty nebyly překvapivé vzhledem k nejčastěji používaným roztečím, které se dle literatury [1] rovnají 125, 133 a 150 % vnějšího průměru trubky.

Tloušťka stěny v parametrické studii byla stanovena jako procentuální část z vnějšího průměru trubky. Nárůst tloušťky stěny má negativní vliv na součinitele přestupu tepla, ovšem s rostoucí tloušťkou stěny se rovněž snižuje průtočný průřez a tím se zvyšuje rychlost média v trubkovém prostoru, která má kladný vliv na součinitel přestupu tepla. Bylo očekáváno, že negativní vliv tloušťky stěny bude dominantní a bude docházet ke snížení výkonu. Dle parametrické studie se výkon téměř nezměnil. Z tohoto důvodu byla provedena další studie, ve které byla zvětšena rozteč trubek. Tato studie již potvrdila naše očekávání a výkon klesal. Zvýšení rychlosti média také negativně ovlivňuje tlakové ztráty, které v obou případech dle očekávání exponenciálně narůstaly. Ze studií vyplývá, že výměníky tepla s médii v trubkovém prostoru o nižších rychlostech nejsou tolik ovlivněny tloušťkou stěny jako výměníky tepla s médii o vyšších rychlostech. Doporučení v obou případech zůstává stejné a to je volba co nejmenší tloušťky stěny trubky. Bohužel minimální tloušťka stěny je velice často omezena pracovním tlakem, požadavky na pevnost nebo na abrazi.

Na diplomovou práci je určitě možné navázat. Samotný program by bylo vhodné rozšířit o další parametry. Mohlo by se jednat o možnost volby souproudého nebo protiproudého výměníku tepla, přidat více chodů v trubkovém nebo mezitrubkovém prostoru, nebo rozšířit samotnou databázi výměníků. Rovněž by bylo možné zpřesnit výpočtové metody a snížit chybu výpočtu na minimum, neboť u chyby 2,87 % je stále možnost ke zlepšení. Pomocí programu by bylo zajímavé provést i další parametrické studie, nebo se detailněji zaměřit na ty stávající.

Literatura

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla. Vydání třetí.* Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5769-0.
- [2] HTRI | HTRI. HTRI | HTRI [online]. Copyright © Heat Transfer Research, Inc. [cit. 04.05.2021]. Dostupné z: <https://www.htri.net/>
- [3] Ian H. Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort *Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp.* Industrial & Engineering Chemistry Research 2014 53 (6), 2498-2508 DOI: 10.1021/ie4033999
- [4] Inovace bakalářského studijního oboru Aplikovaná chemie [online]. Copyright © [cit. 05.04.2021]. Dostupné z: http://aplchem.upol.cz/predmety/ZCHT/PREZENTACE/6_Prednaska.pdf
- [5] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook. Second edition.* Boca Raton: CRC Press, [2013]. ISBN 9781439842126.
- [6] MURÍN, Milan. *Návrh výměníku tepla voda-voda.* Brno, 2020, 48 s. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Michal Špiláček.
- [7] PAVELEK, Milan. *Termomechanika.* Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [8] STEHLÍK, Petr. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla.* Brno: Vysoké učení technické, 1991.
- [9] Tubular exchanger Manufacturers Association [online]. Copyright © 2020 [cit. 9.04.2021]. Dostupné z: <http://kbcddco.tema.org/>
- [10] Van Rossum, G. & Drake, F.L., 2009. *Python 3 Reference Manual*, Scotts Valley, CA: CreateSpace.

9. Seznam použitých zkratek a symbolů

| | |
|-----------------|-----------------------------------|
| α | součinitel přestupu tepla |
| η | dynamická viskozita |
| λ | součinitel tepelné vodivosti |
| ν | kinematická viskozita |
| π | konstanta |
| ψ | mezerovitost trubkového svazku |
| ρ | hustota |
| φ'_{vS} | úhel výřezu svazku |
| ξ | ztrátový součinitel |
| a | konstanta |
| b_1 | konstanta |
| c_1, c_2 | konstanty |
| c_p | měrná tepelná kapacita |
| d_2 | vnější průměr trubky |
| d_{2p} | průměr díry pro trubku v přepážce |
| D_1 | vnitřní průměr pláště |
| D_p | průměr přepážky |
| D_S | vnější průměr trubkového svazku |
| i | měrná entalpie |
| h_p | výška přepážek |
| k | součinitel prostupu tepla |
| kr_1 | relativní drsnost stěny trubky |
| l_{to} | opřepážkovaná délka výměníku |
| l_{tn} | neopřepážkovaná délka výměníku |
| l | charakteristický rozměr |
| L | délka výměníku |

9. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | |
|------------------|---|
| M | střední zdánlivá molová hmotnost |
| \dot{m} | průtok |
| n_t | počet trubek |
| n_{tv} | počet trubek ve výřezu přepážky |
| n_{pt} | počet párů těsnících lišt |
| n_p | počet přepážek |
| n_{rc} | počet činných řad trubek |
| n_{rp} | počet příčně obtékaných řad trubek mezi hranami seříznutí přepážek |
| Nu | Nusseltovo číslo |
| Δp | tlaková ztráta |
| Pr | Prandtlovo číslo |
| \dot{Q} | výkon |
| \dot{Q}_{skut} | skutečný výkon výměníku |
| Re | Reynoldsovo číslo |
| ΔT_{ln} | střední logaritmický teplotní rozdíl |
| s_p | tloušťka přepážek |
| S_1 | průtočná plocha v trubkovém prostoru |
| S_{2N} | velikost nezaplněného průřezu mezi jednou roztečí přepážek |
| S_{2Z} | průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku |
| S_{ps} | průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm |
| S_{sS} | průřez |
| S_{tp} | průtočný průřez mezi trubkami |
| t_p | rozteč přepážek |
| t_t | rozteč trubek |
| TEMA | Tubular Exchanger Manufacturers Association |
| u | rychlost média |
| $y_2 - y_8$ | korekční faktory pro součinitel přestupu tepla |
| $x_6 - x_{10}$ | konstanty |
| x | objemový zlomek |
| $z_1 - z_4$ | korekční faktor pro tlakové ztráty |

10. Přílohy

| | | | | | |
|--|-----------------|---|--------------------|----------------|----------|
| HTRI | | Output Summary | | Page 1 | |
| | | Released to the following organization: | | | |
| | | VUTBR | | | |
| | | Teacher | | | |
| Xist E 7.3.1 23.04.2021 16:03 SN: 09213-814883989 | | | | SI Units | |
| Rating - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles | | | | | |
| See Data Check Messages Report for Informative Messages. | | | | | |
| See Runtime Message Report for Warning Messages. | | | | | |
| Process Conditions | | Hot Shellside | | Cold Tubeside | |
| Fluid name | | | | | |
| Flow rate | (kg/s) | 2,9700 | | 10,000 | |
| Inlet/Outlet Y | (Wt. frac vap.) | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 | 0,0000 |
| Inlet/Outlet T | (Deg C) | 110,00 | 69,97 | 45,00 | 56,96 |
| Inlet P/Avg | (kPa) | 200,00 | 197,66 | 100,00 | 97,191 |
| dP/Allow. | (kPa) | 4,690 | 0,000 | 5,619 | 0,000 |
| Fouling | (m2-K/W) | 0,000000 | | 0,000000 | |
| Exchanger Performance | | | | | |
| Shell h | (W/m2-K) | 5978,3 | Actual U | (W/m2-K) | 2689,9 |
| Tube h | (W/m2-K) | 6273,8 | Required U | (W/m2-K) | 2614,7 |
| Hot regime | (--) | Sens. Liquid | Duty | (MegaWatts) | 0,5074 |
| Cold regime | (--) | Sens. Liquid | Eff. area | (m2) | 5,221 |
| EMTD | (Deg C) | 36,6 | Overdesign | (%) | 2,87 |
| Shell Geometry | | | Baffle Geometry | | |
| TEMA type | (--) | AES | Baffle type | Single-Seg. | |
| Shell ID | (mm) | 202,64 | Baffle cut | (Pct Dia.) | 20 |
| Series | (--) | 1 | Baffle orientation | (--) | Perpend. |
| Parallel | (--) | 1 | Central spacing | (mm) | 108,55 |
| Orientation | (deg) | 0,00 | Crosspasses | (--) | 7 |
| Tube Geometry | | | Nozzles | | |
| Tube type | (--) | Plain | Shell inlet | (mm) | 52,553 |
| Tube OD | (mm) | 12,700 | Shell outlet | (mm) | 52,553 |
| Length | (m) | 1,219 | Inlet height | (mm) | 26,230 |
| Pitch ratio | (--) | 1,2500 | Outlet height | (mm) | 26,230 |
| Layout | (deg) | 30 | Tube inlet | (mm) | 77,927 |
| Tubecount | (--) | 112 | Tube outlet | (mm) | 77,927 |
| Tube Pass | (--) | 1 | | | |
| Thermal Resistance; % | | Velocities; m/s | | Flow Fractions | |
| Shell | 44,99 | | Min Max | A | 0,226 |
| Tube | 49,85 | Tubeside | 0,96 0,97 | B | 0,242 |
| Fouling | 0,00 | Crossflow | 0,13 0,28 | C | 0,348 |
| Metal | 5,15 | Window | 0,28 0,38 | E | 0,184 |
| | | | | F | 0,000 |

Obrázek 10.1: Výsledky programu HTRI

| HTRI | | HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET | | | | | | | | | | Page 1 SI Units | | | |
|---|--|------------------------------------|--|-------------------|--|----------------------------|--|-----------------------------------|--|------------------------------|--|------------------------------|--|----------------|--|
| Customer | | | | | | | | | | Job No. | | | | | |
| Address | | | | | | | | | | Reference No. | | | | | |
| Plant Location | | | | | | | | | | Proposal No. | | | | | |
| Service of Unit | | | | | | | | | | Date | | 23.04.2021 | | Rev | |
| Size | | | | | | | | | | 202,64 x 1219,2 mm | | Type | | AES Horizontal | |
| Surf/Unit (Gross/Eff) | | | | | | | | | | 5,448 / 5,221 m ² | | Shell/Unit | | 1 | |
| | | | | | | | | | | Connected In | | 1 Parallel | | 1 Series | |
| | | | | | | | | | | Surf/Shell (Gross/Eff) | | 5,448 / 5,221 m ² | | | |
| PERFORMANCE OF ONE UNIT | | | | | | | | | | | | | | | |
| Fluid Allocation | | | | Shell Side | | | | Tube Side | | | | | | | |
| Fluid Name | | | | | | | | | | | | | | | |
| Fluid Quantity, Total kg/hr | | | | 10692 | | | | 36000 | | | | | | | |
| Vapor (In/Out) | | | | | | | | | | | | | | | |
| Liquid | | | | 10692 | | 10692 | | 36000 | | 36000 | | | | | |
| Steam | | | | | | | | | | | | | | | |
| Water | | | | 10692 | | 10692 | | 36000 | | 36000 | | | | | |
| Noncondensables | | | | | | | | | | | | | | | |
| Temperature (In/Out) C | | | | 110,00 | | 69,97 | | 45,00 | | 56,96 | | | | | |
| Specific Gravity | | | | 0,9521 | | 0,9777 | | 0,9895 | | 0,9843 | | | | | |
| Viscosity mN-s/m ² | | | | 0,2547 | | 0,4041 | | 0,5961 | | 0,4887 | | | | | |
| Molecular Weight, Vapor | | | | | | | | | | | | | | | |
| Molecular Weight, Noncondensables | | | | | | | | | | | | | | | |
| Specific Heat kJ/kg-C | | | | 4,3294 | | 4,2434 | | 4,2215 | | 4,2292 | | | | | |
| Thermal Conductivity W/m-C | | | | 0,6813 | | 0,6596 | | 0,6348 | | 0,6478 | | | | | |
| Latent Heat kJ/kg | | | | | | | | | | | | | | | |
| Inlet Pressure kPa | | | | 200,00 | | | | 100,00 | | | | | | | |
| Velocity m/s | | | | 0,28 | | | | 0,97 | | | | | | | |
| Pressure Drop, Allow/Calc kPa | | | | 0,000 | | 4,690 | | 0,000 | | 5,619 | | | | | |
| Fouling Resistance (min) m ² -K/W | | | | 0,000000 | | | | 0,000000 | | | | | | | |
| Heat Exchanged 507432 W | | | | | | | | MTD (Corrected) 36,6 C | | | | | | | |
| Transfer Rate, Service 2614,7 W/m ² -K | | | | Clean | | 2689,9 W/m ² -K | | Actual 2689,9 W/m ² -K | | | | | | | |
| CONSTRUCTION OF ONE SHELL | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | Shell Side | | | | Tube Side | | | | | | | |
| Design/Test Pressure kPaG | | | | 517,11 / | | 517,11 / | | | | | | | | | |
| Design Temperature C | | | | 137,78 | | 87,78 | | | | | | | | | |
| No Passes per Shell | | | | 1 | | 1 | | | | | | | | | |
| Corrosion Allowance mm | | | | 3,175 | | 3,175 | | | | | | | | | |
| Connections In mm | | | | 1 @ 52,553 | | 1 @ 77,927 | | | | | | | | | |
| Size & Out mm | | | | 1 @ 52,553 | | 1 @ 77,927 | | | | | | | | | |
| Rating Intermediate | | | | @ | | @ | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | |
| Tube No. 112 | | | | OD 12,700 mm | | Thk(Avg) 0,889 mm | | Length 1,219 m | | Pitch 15,875 mm | | | | | |
| Tube Type Plain | | | | | | Material Carbon steel | | | | Tube pattern 30 | | | | | |
| Shell Carbon steel | | | | ID 202,64 | | OD 219,00 mm | | Shell Cover | | (Remove.) | | | | | |
| Channel or Bonnet | | | | | | | | Channel Cover | | | | | | | |
| Tubesheet-Stationary | | | | | | | | Tubesheet-Floating | | | | | | | |
| Floating Head Cover | | | | | | | | Impingement Plate None | | | | | | | |
| Baffles-Cross | | | | Type Single-Seq. | | %Cut (Diam) 20 | | Spacing(c/c) 108,55 | | Inlet 377,53 mm | | | | | |
| Baffles-Long | | | | | | Seal Type None | | | | | | | | | |
| Supports-Tube | | | | | | U-Bend | | | | Type None | | | | | |
| Bypass Seal Arrangement 2 pairs seal strips | | | | | | Tube-Tubesheet Joint | | Expanded (No groove) | | | | | | | |
| Expansion Joint | | | | | | Type | | | | | | | | | |
| Rho-V2-Inlet Nozzle 1970,0 kg/m-s ² | | | | | | Bundle Entrance 21,53 | | Bundle Exit 48,55 | | kg/m-s ² | | | | | |
| Gaskets-Shell Side | | | | | | Tube Side | | | | | | | | | |
| - Floating Head | | | | | | | | | | | | | | | |
| Code Requirements | | | | | | | | TEMA Class R | | | | | | | |
| Weight/Shell 317,07 kg | | | | Filled with Water | | 371,29 kg | | Bundle 86,12 | | kg | | | | | |
| Remarks: | | | | | | | | | | | | | | | |

Obrázek 10.2: Parametry výměníku v programu HTRI